

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Experimentální studium možností zvyšování
výkonů křížových tepelných výměníků**

Experimental Study of Possibilities of Increasing the
Thermal Output of Cross-Flow Heat Exchanger

Student:

Bc. Václav Lysek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Václav Lysek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Experimentální studium možností zvyšování výkonu křížových
tepelných výměníků**
**Experimental Study of Possibilities of Increasing the Thermal Output of
Cross-Flow Heat Exchangers**
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Předmětem diplomové práce je detailní studium vlivu změny geometrie vlnovcového elementu křížového výměníku tepla (VT) na výkon tohoto výměníku.

Diplomová práce bude obsahovat:

1. Rešeršní část zaměřenou na využívání VT s vlnovcem v průmyslu.
2. Teoretický rozbor konvektivního přenosu tepla v křížových VT.
3. Popis vstupních parametrů teplosměnných médií (kapaliny a vzduchu) a jednotlivých variant prototypových vlnovcových elementů určených k testování.
4. Popis kalorimetrického zařízení určeného pro testování VT (umístění: Laboratoř G 314) a detailní návrh experimentů – metodika měření teplot, tlaků a průtoků teplosměnných médií.
5. Vyhodnocení experimentálně získaných dat vč. diskuze výsledků a vyvození patřičných závěrů a doporučení týkajících se možnosti zvyšování výkonu VT.
6. Informace o návazné výzkumné činnosti.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BEJAN, Adrian. *Convection heat transfer*. 4th ed. Hoboken: Wiley, c2013. ISBN 978-0-470-90037-6.
INCROPERA, Frank P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. Hoboken: Wiley, c2007. ISBN 0-471-45728-0.
JALURIA, Yogesh a Kenneth E. TORRANCE. *Computational heat transfer*. 2nd ed. New York: Taylor & Francis, c2003. ISBN 1-56032-477-5.
JIROUŠ, František. *Aplikovaný přenos tepla a hmoty*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2010. ISBN 978-80-01-04514-5.
ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. 3. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005dotisk. ISBN 80-01-02933-6.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty


Tímto bych rád poděkoval doc. Ing. Stanislavu Honusovi, Ph.D., za podporu a pomoc, kterou mi poskytl během celého studia na Katedře energetiky. Za umožnění využití zařízení katedry a poskytnutí cenných rad, které pomohly sepsání této práce.

Bc. Václav Lysek

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018.


.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21.května 2018.


.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Václav Lysek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Jablunkov 588, 739 91

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

LYSEK, V. *Experimentální studium možností zvyšování výkonu křížových tepelných výměníků*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2018, 68 s. Vedoucí práce: Honus, S.

Tato diplomová práce se zabývá problematikou zvyšování efektivity a výkonu křížových tepelných výměníků s vnitřním vlnovcovým elementem. První úsek práce je zaměřen na popis tepelných výměníků a jejich využití v průmyslu, především v Heat, Ventilation, Air Conditioning (HVAC) aplikacích. Následuje obecný teoretický rozbor přenosu tepla ve výměnících a popis charakteristik, které definují tento proces. Druhý úsek práce je praktický a věnuje se experimentálnímu měření a srovnání výsledků testování sedmi vybraných výměníků s různou geometrií vlnovce: V první části jsou popsány cíle měření, testované vzorky a samotné experimentální zařízení vč. návrhu experimentů. Následuje prezentace výsledků měření a jejich diskuze, a to zejména z hlediska vlivu typu použitých vlnovců a geometrie vlnovců na výstupní teploty tekutin, tlakové ztráty a celkovou efektivitu výměníku. Závěr této práce obsahuje shrnutí nejdůležitějších zjištění a popis možného návazného výzkumu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

LYSEK, V. *Experimental Study of Possibilities of Increasing the Thermal Output of Cross-Flow Heat Exchanger*: Master Thesis. Ostrava: VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2018, 68 p. Thesis head: Honus, S.

This master thesis deal with issues of increasing effectivity and thermal output of cross-flow heat exchangers containing an internal fin element. First section of the thesis is focused on description of the heat exchangers and their usage in the industry, mainly in Heat, Ventilation, Air Conditioning (HVAC) applications. This is followed by theoretical analysis of heat transfer in heat exchangers and description of characteristics defining the process. Second section of the thesis is practical and focused on experimental measurement and comparison of measured data of seven samples of exchangers with different fin geometry. The first part describes the measurement objectives, the test samples and the experimental equipment itself, including the design of experiments. Followed by presentation of the results of the measurements and their discussion, especially in terms of the influence of the used fin types and fin geometries on the fluid outlet temperatures, pressure losses and overall efficiency of the heat exchanger. The conclusion of this thesis contains a summary of the most important findings and description of possible follow-up research.

OBSAH

Seznam použitých značek a symbolů	11
1 Úvod	13
2 Vlnovcové výměníky tepla	14
2.1 Typy vlnovců	15
2.2 Využití vlnovcových výměníků v průmyslu	16
2.2.1 Automobilový chladič	16
2.2.2 Mezichladič plnicího vzduchu	17
2.2.3 Kondenzátor a výparník klimatizace	17
2.2.4 Kryogenní průmysl	18
3 Sdílení tepla ve výměnících	19
3.1 Sdílení tepla vedením	19
3.2 Sdílení tepla prouděním	20
3.3 Podobnostní kritéria	21
3.3.1 Reynoldsovo číslo	22
3.3.2 Nusseltovo číslo	22
3.3.3 Prandtlovo číslo	22
3.3.4 Stantonovo číslo	23
3.4 Celkový součinitel prostupu tepla ve výměníku	23
3.5 Výpočet výkonu výměníku	24
3.5.1 LMTD metoda	24
3.5.2 Efektivita výměníku ϵ -NTU metoda	25
4 Experimentální měření	27
4.1 Popis měřených vzorků	27
4.1.1 Typy měřených vlnovců	27
4.1.2 Specifikace měřených vzorků	29
4.2 Popis měřicího zařízení	32

4.2.1 Vzduchový okruh	34
4.2.2 Kapalinový okruh	38
4.3 Popis experimentálního měření	41
4.3.1 Popis vstupních parametrů	42
4.3.2 Popis výstupních parametrů	42
4.3.3 Fyzikální vlastnosti médií	43
5 Vyhodnocení experimentálních dat	45
5.1 Vliv geometrie vlnovce na vybrané parametry	45
5.2 Vliv výšky vlnovce na vybrané parametry	47
5.2.1 Vliv výšky vlnovce na vybrané parametry u vzorků L13 a L1049	47
5.2.2 Vliv výšky vlnovce na vybrané parametry u vzorků L7 a L1050	50
5.3 Vliv zahuštění vlnovce na vybrané parametry	52
5.3.1 Porovnání výsledků při vstupní teplotě vzduchu 100 °C	52
5.3.2 Porovnání výsledků při vstupní teplotě vzduchu 90 °C	54
6 Závěr	57
Seznam použité literatury	60
Seznam obrázků	62
Seznam tabulek	63
Seznam příloh	63
Přílohy	64

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

A	teplosměnná plocha	$[\text{m}^2]$
A_f	celková vlnovcová plocha	$[\text{m}^2]$
C	tepelná kapacita	$[\text{W K}^{-1}]$
C^*	poměr tepelných kapacit	$[-]$
c_p	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	$[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
D_h	hydraulický průměr	$[\text{m}]$
f	třecí faktor	$[-]$
g	gravitační zrychlení	$[\text{m s}^{-2}]$
g_c	proporcionální konstanta druhého Newtonova pohybového zákona	$[-]$
L	charakteristický rozměr	$[\text{m}]$
\dot{m}	hmotnostní průtok	$[\text{kg s}^{-1}]$
NTU	Number of Transfer Units – počet přenosových jednotek	$[-]$
Nu	Nusseltovo číslo	$[-]$
p	tlak	$[\text{Pa}]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[-]$
\dot{q}	hustota tepelného toku	$[\text{W m}^{-2}]$
\dot{Q}	tepelný tok	$[\text{W}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
R_f	faktor znečištění	$[\text{m}^2 \text{K W}^{-1}]$
R_w	tepelný odpor	$[\text{K W}^{-1}]$
T	teplota	$[\text{°C}] [\text{K}]$
t_1	teplota vnějšího povrchu stěny	$[\text{°C}]$
t_2	teplota vnitřního povrchu stěny	$[\text{°C}]$
T_m	střední teplota tekutiny	$[\text{°C}] [\text{K}]$
T_w	teplota stěny	$[\text{°C}] [\text{K}]$
s	tloušťka stěny	$[\text{m}]$
St	Stantonovo číslo	$[-]$
U	celkový součinitel prostupu tepla	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
V	objem	$[\text{m}^3]$
\dot{V}	objemový průtok	$[\text{l min}^{-1}]$

w_m	střední rychlost proudící tekutiny	$[\text{m s}^{-1}]$
w	rychlost	$[\text{m s}^{-1}]$
x	souřadnice ve směru x	$[\text{m}]$
y	souřadnice ve směru y	$[\text{m}]$
z	souřadnice ve směru z	$[\text{m}]$
α	součinitel přestupu tepla	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
Δ	označuje rozdíl	$[-]$
ϵ	efektivita výměníku	$[\%]$
η	dynamická viskozita	$[\text{Pa s}]$
η_f	účinnost jednoho vlnovce	$[-]$
η_o	celková účinnost povrchu	$[-]$
λ	součinitel tepelné vodivosti	$[\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$
ρ	hustota	$[\text{m}^3 \text{kg}^{-1}]$
τ	čas	$[\text{s}]$
τ_w	ekvivalentní smykové napětí tekutiny na stěně	$[\text{Pa}]$

DOLNÍ INDEXY

a	vzduchová strana výměníku
c	studená strana výměníku
h	teplá strana výměníku
in	vstup
out	výstup
max	maximální hodnota
min	minimální hodnota
w	vodní strana výměníku

1 ÚVOD

V dnešní době při velké rozmanitosti designů, konstrukcí, materiálů je důležité nacházet co nejefektivnější využití každého strojního zařízení. Tepelné výměníky nejsou výjimkou, ba naopak. Tepelné výměníky jsou zařízení, používaná k přenášení tepelné energie (entalpie) mezi dvěma nebo více tekutinami, mezi pevným povrchem a tekutinou, případně mezi pevnými částicemi a tekutinou. K přenosu energie dochází na základě rozdílných teplot.

Druhů tepelných výměníků existuje na trhu celá škála: Mohou se dělit podle počtu ploch využitých k přenosu tepla, smyslu proudění pracovního média podél teplosměnných ploch, podle počtu fází proudících látek, průběhu fázové přeměny nebo konstrukčního provedení atd.

Tepelný výměník se obecně skládá z teplosměnného elementu jako je jádro nebo matice obsahující teplosměnné plochy a z elementu pro přívod tekutiny jako potrubí, trysky, těsnění, nádrže a další. Teplosměnná plocha je povrch jádra výměníku, který je v přímém kontaktu s teplotonosným médiem a skrze který probíhá výměna tepla.

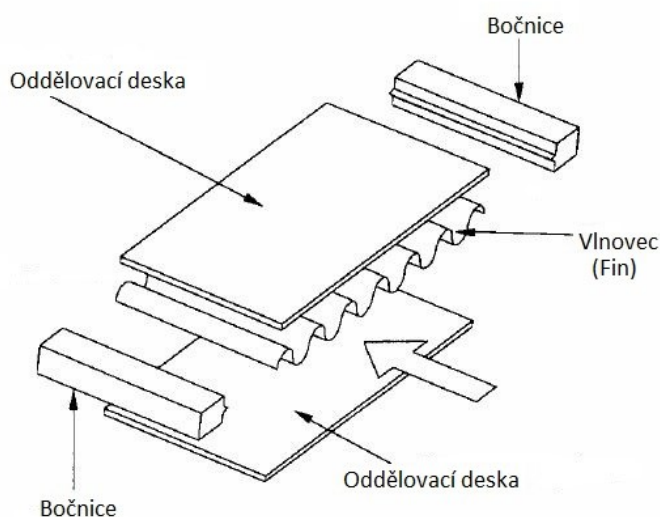
Tato práce se věnuje křížovým výměníkům tepla s tzv. „vlnovcovými“ elementy, což jsou přídavné prvky, tvořené profilovanými lamely, které slouží k zvýšení intenzity přenosu tepla.

V práci je zkoumán vliv geometrických parametrů vlnovců (profil, výška a zahuštění vlnovce), na výkonnostní parametry výměníků, kterými jsou výstupní teploty médií, tlakové ztráty a celková efektivita výměníku. Konkrétně se jedná o vlnovce typu „plain“ a „louver“ využívané pro HVAC automobilového průmyslu (Heating, Ventilation, Air Conditioning – topení, ventilace a klimatizace). Pro řešení je využito experimentální kalorimetrické trati, která je primárně určena pro vývoj automobilových chladičů.

2 VLNOVCOVÉ VÝMĚNÍKY TEPLA

V průmyslu je mnohdy požadován vysoký výkon tepelných výměníků při zachování jejich celkového objemu. K dosažení vyššího tepelného výkonu se nejběžněji využívá možnosti přidání takzvaného „*extended surface*“ (rozšířeného povrchu) jako jsou například tenké plechy, které jsou lisované nebo ohýbané v různých geometriích. Tyto plechy jsou umístěny do mezer chlazené nebo chladicí strany výměníku (v případě výměníků plyn-plyn do obou stran) a jsou označovány jako „vlnovce“ (fin) – odtud pojem „vlnovcový“ výměník tepla. [1]

Vlnovcový výměník tepla je obecně vyroben z vrstev vlnitých lamel oddělených plochými kovovými deskami, obvykle z hliníku, pro vytvoření mezer s velkým teplosměnným povrchem. Oddělená teplá a studená média proudí střídavými vrstvami výměníku, které jsou na okrajích uzavřeny bočnicemi – viz. obrázek 2.1.



Obr. 2.1: Uložení vlnovcového elementu

Kromě zvýšení tepelného toku (rozšířením plochy pro přenos tepla), slouží vlnovce rovněž k celkovému zpevnění výměníku a umožňují mu odolávat vysokým tlakům.

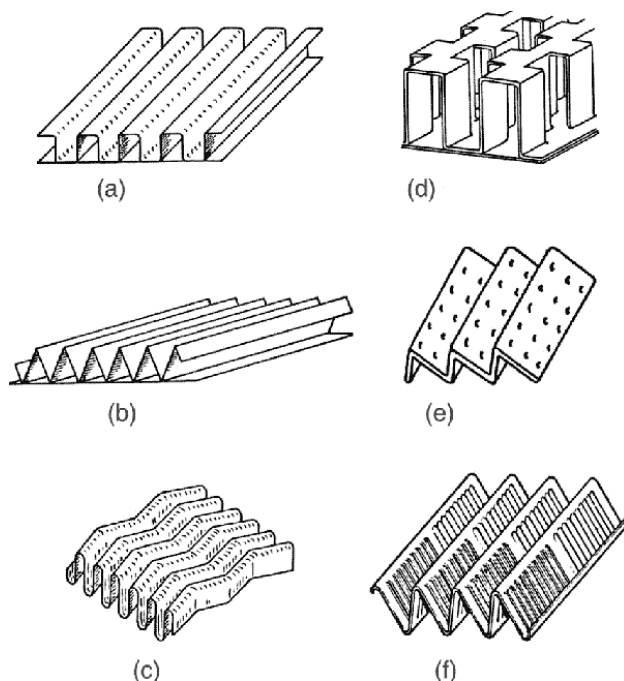
Vlnovce rovněž slouží ke zvýšení pevnosti výměníku a umožňují mu odolávat vysokým tlakům, přičemž poskytují rozšířenou plochu povrchu pro přenos tepla. Kanálky pro kapalinu jsou paralelně spojeny vhodnými hlavicemi pro vytvoření dvou či více kapalinových stran výměníku. Teplo je vlnovcem z jednoho proudu přenášeno na oddělovací desku a vedeno druhým vlnovcem do proudu chladicí tekutiny.

Vlnovcový element může být použit na obou stranách u výměníku plyn-plyn, u výměníků plyn-kapalina se obvykle používají pouze na straně plynu, pokud jsou použity na kapalinové straně tak za účelem míšení proudů nebo ke zpevnění konstrukce.

Takováto konstrukce deskového výměníku je široce používána v mnoha průmyslových odvětvích. Pájené deskové vlnovcové výměníky z nerez nebo hliníkových slitin se v leteckém a aero-kosmonautkém průmyslu využívají od 40. let minulého století, krátce poté byly využívány v kryogenních procesech chemických závodů na výrobu zemního plynu. Používají se také v železničních motorech a vozidlech jako chladiče. [1, 11]

2.1 Typy vlnovců

Pro výměníky tepla je k dispozici velké množství geometrií vlnovců. Na následujícím obrázku 2.2 je zobrazeno šest typických typů geometrie povrchů, používaných pro přenos tepla v plate fin výměnících. Změnou základních geometrických proměnných pro každý typ povrchu je možné získat širokou škálu specifických geometrií. Základním rozměrem je výška vlnovce běžně používaná od 2,5 mm do 20 mm a zahuštění vlnovce udávající počet vrcholů na délku. Běžně 5 až 8 vrcholů na 1 cm, v automobilovém průmyslu dosahují mnohdy i 1200 vrcholů na 1 m.



Obr. 2.2: Typy vlnovců: (a) obdélníkový plain vlnovec; (b) trojúhelníkový plain vlnovec; (c) wavy vlnovec; (d) offside vlnovec; (e) perforovaný vlnovec; (f) louver vlnovec [12]

2.2 Využití vlnovcových výměníků v průmyslu

Tato podkapitola je zaměřena na výčet aplikací a průmyslových odvětví, kde jsou tyto typy výměníků nejčastěji používány.

2.2.1 Automobilový chladič

Při spalování paliva uvnitř automobilového motoru dochází produkci tepelné energie. Pouze část z celkové získané energie po spalování skutečně automobil pohání – zbytek se ztrácí ve formě odpadního tepla. Pokud není toto přebytečné teplo odstraněno, zvýší se teplota motoru natolik, že dochází k přehřátí. Chladicí systém se u automobilů používá právě k odstranění tohoto přebytečného tepla. Nejvýznamnější částí chladicího zařízení je samotný chladič.

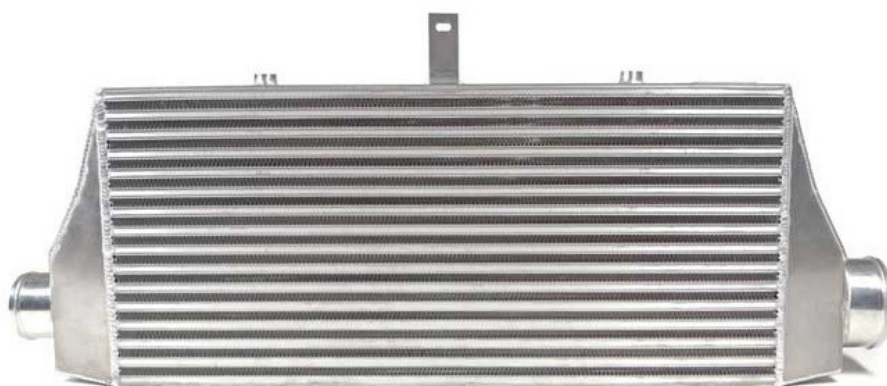
Když chladicí kapalina prochází blokem válců motoru, akumuluje teplo a jakmile teplota přesahuje mez, začne kapalina proudit skrze chladič. Jak kapalina protéká trubkami radiátoru, teplo je žebry a stěnami trubek přenášeno do okolního vzduchu vedením a konvekcí. [12]



Obr. 2.3: Chladič kapaliny [14]

2.2.2 Mezichladič plnicího vzduchu

Intercooler je výměník, který se využívá v automobilovém průmyslu u přeplňovaných motorů s turbokompresorem nebo turbodmychadlem. Jeho funkce spočívá v chlazení stlačeného vzduchu vystupujícího z turba. S klesající teplotou vzduchu roste jeho hustota a do válců se tím pádem dostává více kyslíku, který zajišťuje dokonalejší spalování paliva. Výměníky mohou pracovat s více chladícími médii, a to vodou nebo vzduchem. U běžných automobilů je vzduch chlazen chladící kapalinou motoru, sportovní automobily, které požadují vyšší účinnost chlazení, mají svůj vlastní vodní okruh. [14]

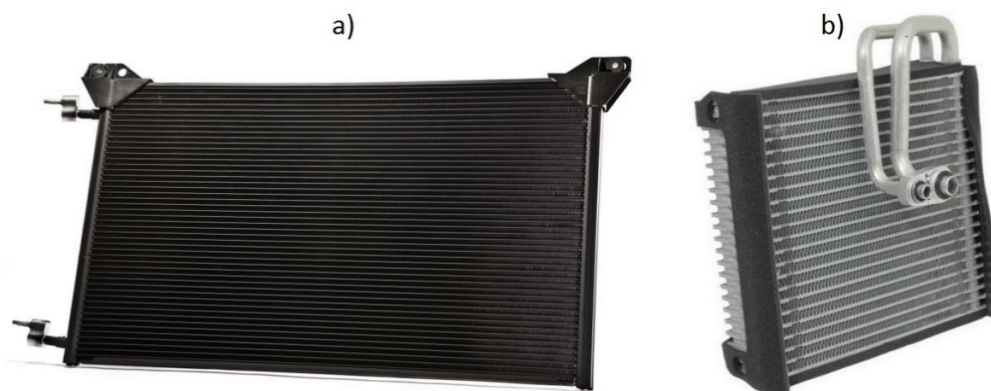


Obr. 2.4: Intercooler [15]

2.2.3 Kondenzátor a výparník klimatizace

Dalším příkladem vlnovcového výměníku je kondenzátor jakožto chladič klimatizace, který je ochlazován okolním proudícím vzduchem a odebírá teplo stlačenému chladicímu médiu, která jím proudí. Chladicí tekutina v kondenzátoru ztratí část své energie, ochladí se a v kapalném stavu opouští kondenzátor.

Skrze expanzní ventil je chladné médium přivedeno do výparníku, kde odebírá teplo z jeho materiálu a tím odebírá teplo i z interiéru vozu. Přijaté teplo znovu odevzdává v kondenzátoru. Klimatizace je založena na jednoduchém principu obráceného Carnotova oběhu. [16]



Obr. 2.5: a) kondenzátor klimatizace; b) výparník klimatizace [17, 18]

2.2.4 Kryogenní průmysl

V kryogenních a nízkoteplotních průmyslových aplikacích se běžně využívají pájené hliníkové plate fin výměníky. Tyto aplikace zahrnují separaci vzduchu, zpracování zkapalněného zemního plynu, výrobu vodíku či hélia. Využívají se díky:

- schopnosti pracovat efektivně při velice nízkých teplotách díky konstrukci na bázi hliníku,
- schopnosti pracovat s mnoha proudy,
- vysoké účinnosti vyplývající z vysokých koeficientů přestupu tepla. [19]



Obr. 2.6: Výměník tepla pro zařízení na separaci vzduchu [20]

3 SDÍLENÍ TEPLA VE VÝMĚNÍCÍCH

Tato kapitola se věnuje teoretickému rozboru proudění tekutin ve výměnících a jejich sdílení tepla. Sdílení tepla je samovolný nevratný proces v prostoru s nehomogenním teplotním polem. Je uskutečněn třemi procesy, které se ve skutečnosti nevyskytují samostatně, ale jsou vzájemně kombinovány:

- kondukcí (vedením)
- konvekcí (prouděním)
- radiací – sdílení tepla zářením (v případě kompaktních výměníků, jímž je tato práce věnována, je sdílení tepla zářením zanedbatelné, proto není v následujících kapitolách uvedeno).

3.1 Sdílení tepla vedením

Je způsobeno vyrovnáváním teplotních rozdílů v tuhých tělesech nebo klidných tekutinách. Tento způsob sdílení tepla souvisí s kmitavým pohybem molekul a pohybem volných elektronů. [4, 5]

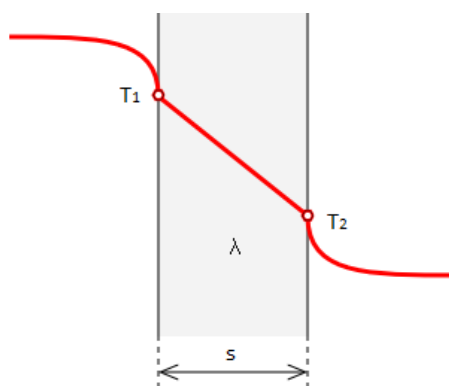
Vedení tepla je popsáno Fourierovým zákonem, definujícím hustotu tepelného toku v závislosti na teplotním gradientu:

$$\dot{q} = -\lambda \operatorname{grad} t = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial z} \right). \quad (1)$$

Po úpravě Fourierova zákona dostaneme rovnici stacionárního vedení tepla:

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dt}{dx} = \lambda \frac{(t_1 - t_2)}{s}, \quad (2)$$

kde \dot{q} je hustota tepelného toku [W m^{-2}], λ součinitel tepelné vodivosti materiálu [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]; t_1 teplota vnějšího povrchu stěny [$^{\circ}\text{C}$]; t_2 teplota vnitřního povrchu stěny [$^{\circ}\text{C}$]; x, y, z jsou souřadnice [m] a s tloušťka stěny [m]. [2, 5, 6]



Obr. 3.1: Znáznornění průběhu teploty při prostupu tepla rovinnou stěnou

3.2 Sdílení tepla prouděním

Přenos tepla konvekcí je způsoben vyrovnáváním teplot v proudících tekutinách. Přenos tepla je uskutečněn pohybem makročástic proudící tekutiny z jedné oblasti teploty do oblasti teploty druhé. Současně s konvekcí probíhá v tekutině i kondukce – vedení tepla, které je dáno pohybem mikro částic. Velikost kondukční složky je v konvektivním přestupu tepla dána intenzitou pohybu molekul – platí, že čím je pohyb intenzivnější, tím se kondukční složka zmenšuje. [4, 6]

Přenos tepla konvekcí je popsán zákonem zachování hybnosti, hmoty a energie.

- Zákon zachování hybnosti

je popsán Navier – Stokesovými rovnicemi, které vyjadřují rovnováhu sil působících na element tekutiny:

$$\rho \frac{dw_x}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) + \rho X, \quad (3)$$

$$\rho \frac{dw_y}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left(\frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) + \rho Y, \quad (4)$$

$$\rho \frac{dw_z}{d\tau} = \frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) + \rho Z, \quad (5)$$

kde p je tlak [Pa], w rychlost ve směru os x , y , z [m s^{-1}], η dynamická viskozita tekutiny [Pa s], ρ hustota tekutiny [kg m^{-3}] a τ čas [s]. [5, 6]

- Zákon zachování hmoty

je popsán rovnicí kontinuity, Vyjadřuje závislost mezi rychlostí změny objemu tekutiny a měrnou hmotností [6, 8]:

$$\frac{d\rho}{d\tau} + \rho \left(\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} + \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = 0. \quad (6)$$

- Zákon zachování energie

je popsán Fourier – Kirchhoffovou rovnicí [5], [6]:

$$\begin{aligned} \frac{Dt}{D\tau} &= \frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial t}{\partial x} + w_y \frac{\partial t}{\partial y} + w_z \frac{\partial t}{\partial z} \\ &= \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \end{aligned} \quad (7)$$

Hustota tepelného toku při konvekci \dot{q} je zjednodušeně definována Newtonovým zákonem ochlazování:

$$\dot{q} = \alpha(T_w - T_m), \quad (8)$$

a tepelný tok \dot{Q} pak následně:

$$\dot{Q} = \dot{q} A = \alpha A(T_w - T_m), \quad (9)$$

kde \dot{q} je hustota tepelného toku [W m^{-2}], \dot{Q} tepelný tok [W], A velikost teplosměnné plochy [m^2], α součinitel přestupu tepla [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$], T_w teplota stěny [K] a T_m střední teplota tekutiny [K]. [1, 2, 7]

3.3 Podobnostní kritéria

Jedná se o bezrozměrné hodnoty vycházející z teorie podobnosti, která se zabývá přenášením výsledků zkoušek na modelech na skutečná díla (zařízení). Podobnostní kritéria zohledňují nejdůležitější fyzikální a geometrické vlastnosti soustav. [8]

3.3.1 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo Re udává poměr mezi setrvačnými silami a viskozitou tzn.: souvislost mezi velikostí odporu prostředí a velikostí vnitřního tření. Pomocí Reynoldsova čísla se určuje charakter proudění, tedy buď laminární, přechodové nebo turbulentní. Hranice mezi druhy proudění se označuje jako kritická hodnota Reynoldsova čísla a odvíjí se od geometrie prostoru, ve které k proudění dochází. Jeho definice je následující:

$$Re = \frac{\rho w_m D_h}{\eta} \quad (10)$$

kde ρ je hustota tekutiny [$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$], w_m střední rychlost proudící tekutiny [m s^{-1}], D_h hydraulický průměr [m] a η dynamická viskozita [Pa s]. [1]

3.3.2 Nusseltovo číslo

Nusseltovo číslo Nu je základním podobnostním číslem, které se používá při řešení přenosu tepla konvekcí k výpočtu součinitele přestupu tepla. Udává poměr mezi teplem přeneseným prouděním a vedením.

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda}, \quad (11)$$

kde α je součinitel přestupu tepla [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$], λ součinitel tepelné vodivosti [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] a L charakteristický rozměr [m]. [8]

3.3.3 Prandtlovo číslo

Prandtlovo číslo Pr zohledňuje pouze fyzikální vlastnosti tekutiny, je definováno jako:

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda}, \quad (12)$$

kde η je dynamická viskozita [Pa s], c_p měrná tepelná kapacita za stálého tlaku [J kg⁻¹ K⁻¹] a λ součinitel tepelné vodivosti [J kg⁻¹ K⁻¹]. [1, 8]

3.3.4 Stantonovo číslo

Stantonovo číslo St je dalším z bezrozměrných kritérií, pomocí kterého se může vypočítat koeficient přestupu tepla. Jedná se o kombinaci Nusseltova, Prandtlova a Reynoldsova čísla:

$$St = \frac{\alpha}{\rho w_m c_p}, \quad (13)$$

kde α je součinitel přestupu tepla [W m⁻² K⁻¹], ρ hustota média [kg m⁻³]; w_m je střední rychlost proudící tekutiny [m s⁻¹] a c_p měrná tepelná kapacita za stálého tlaku [J kg⁻¹ K⁻¹]. [1, 8]

3.4 Celkový součinitel prostupu tepla ve výměníku

Podstatnou částí jakékoli analýzy tepelných výměníků je stanovení celkového součinitele prostupu tepla. Tento součinitel je definován jako poměr celkového tepelného odporu k přenosu tepla mezi dvěma tekutinami.

Během běžného provozu výměníku dochází k usazení nečistot na jeho plochách, tvorbě rzi nebo dalším reakcím mezi tekutinou a materiálem stěn, které mohou zvýšit odolnost proti přenosu tepla mezi kapalinami. Tento efekt lze při výpočtech vzít v úvahu zavedením dodatečného tepelného odporu, nazývaného „*fouling factor*“ R_f (faktor znečištění).

Vlnovce přidávané mezi desky výměníku na jedné nebo obou stranách svou plochou snižují odolnost vůči přenosu tepla konvekci. Se zahrnutím faktoru znečištění a rozšíření teplosměnného povrchu je celkový koeficient prostupu tepla definován jako:

$$\begin{aligned} \frac{1}{U A} &= \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} \\ &= \frac{1}{(\eta_o \alpha A_c)_c} + \frac{R_{f,c}''}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}''}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o \alpha A)_h}, \end{aligned} \quad (14)$$

kde c a h jsou indexy označující studenější a teplejší tekutinu, U celkový součinitel prostupu tepla [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$], A celková teplosměnná plocha [m^2], α součinitel přestupu tepla [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$], R_w tepelný odpor [K W^{-1}], R_f faktor znečištění [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$] a η_o je celková účinnost povrchu nebo tepelná účinnost vlnovcového povrchu [-] definována jako:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f), \quad (15)$$

kde A_f je celková vlnovcová plocha [m^2] a η_f účinnost jednoho vlnovce [-]. [4]

3.5 Výpočet výkonu výměníku

3.5.1 LMTD metoda

Pro výpočet výkonu výměníku prostřednictvím LMTD (Logarithmic Mean Temperature Difference – střední logaritmická teplota) metody je nezbytné, aby se hodnoty jako vstupní a výstupní teplota tekutiny, celkový součinitel přestupu tepla a celková plocha teplosměnného povrchu vztahovaly na celkovou míru přenosu tepla. [2]

Při zanedbání výměny tepla výměníku s okolím a změny potenciální a kinetické energie, lze použít rovnici pro rovnovážný tok energie:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}), \quad (16)$$

a

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}), \quad (17)$$

kde indexy *in* a *out* označují vstupní a výstupní hodnoty, \dot{Q} tepelný tok [W], \dot{m} hmotnostní průtok [kg s^{-1}], c_p měrná tepelná kapacita za stálého tlaku [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$] a T teplota [K].

Jiné vyjádření se vztahuje na celkový přenos tepla a teplotní rozdíl mezi studenou a teplou tekutinou:

$$\Delta T = T_h - T_c. \quad (18)$$

Toto vyjádření může být rozšířením Newtonova ochlazovacího zákona s použitím celkového součinitele přestupu tepla U namísto součinitele přestupu tepla konvekce α . Jelikož se teplotní rozdíl ΔT mění s polohou ve výměníku, je definice tepelného toku \dot{Q} následující:

$$\dot{Q} = U A \Delta T_m, \quad (19)$$

kde A je teplosměnná plocha [m^2] a ΔT_m průměrný teplotní rozdíl [K]. [4]

3.5.2 Efektivita výměníku ϵ -NTU metoda

LMTD metoda je jednoduchá a vhodná k použití v případech, kdy jsou známy vstupní a výstupní hodnoty nebo jsou určeny energetickou bilancí. V případech kdy jsou známy pouze vstupní hodnoty, je preferováno použití efektivit NTU metody (effectiveness-NTU).

Efektivita výměníku je definována jako poměr množství skutečného přeneseného tepla k maximálnímu možnému přenosu tepla:

$$\epsilon \equiv \frac{\text{skutečný přenos tepla}}{\text{maximální možný přenos tepla z jednoho média na druhé}}$$

Matematický zápis:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_h(T_{h,\text{in}} - T_{h,\text{out}})}{C_{\min}(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}})}, \quad (20)$$

kde \dot{Q} je skutečný tepelný tok [W], \dot{Q}_{\max} maximální možný tepelný tok [W], C_h tepelná kapacita teplejší tekutiny [W K^{-1}] a C_{\min} je menší z tepelných kapacit teplejší nebo studenější tekutiny.

Potom je skutečný přenos tepla definován jako:

$$\dot{Q} = \epsilon C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}), \quad (21)$$

Obecně je celková efektivita výměníku ϵ funkcí: počtu přenosových jednotek NTU (Number of Transfer Units) a poměru měrných tepelných kapacit C^* :

$$\epsilon = f(NTU, C^*), \quad (22)$$

kde bezrozměrný počet přenosových jednotek (NTU) je definován jako:

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}}, \quad (23)$$

a bezrozměrný poměr tepelné kapacity:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}}, \quad (24)$$

kde C^* je poměr tepelných kapacit [–], U celkový součinitel prostupu tepla [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$], A celková teplosměnná plocha [m^2] a $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ je roven $\frac{C_c}{C_h}$ nebo $\frac{C_h}{C_c}$ v závislosti na relativních veličinách tepelné kapacity studeného a teplého média. [3], [4]

4 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

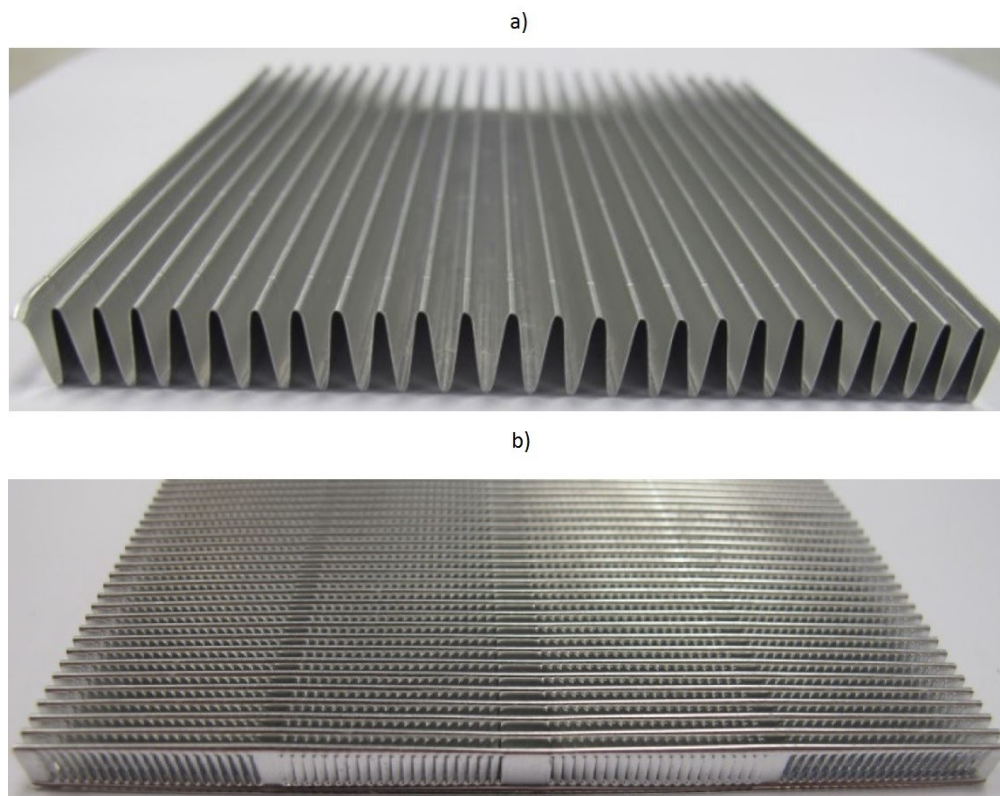
Hlavním cílem diplomové práce je definovat vliv geometrie a počtu vlnovcových elementů křížových tepelných výměníků na výkonové parametry těchto výměníků. Tato kapitola je zaměřena na popis: (i) posuzovaných vzorků, (ii) experimentálního zařízení, (iii) průběhu experimentů a (iv) vstupních a výstupních parametrů.

4.1 Popis měřených vzorků

Tato kapitola se věnuje popisu jednotlivých vzorků výměníků, které byly testovány na kalorimetrické trati Katedry energetiky FS (viz. kapitola 4.3). V následujících podkapitolách jsou blíže popsány typy vlnovců, které byly využity v křížových výměnících pro experimentální měření, stejně tak jako popis všech měřených vzorků a geometrické znázornění důležitých parametrů vlnovců (výška vlnovce, zahuštění vlnovce a další).

4.1.1 Typy měřených vlnovců

Jak bylo již zmíněno v kapitole 2.1, existuje více unikátních typů vlnovců. Každý z nich má různé výhody a nevýhody, které ovlivňuje tvar jejich geometrie nebo parametry proudících médií. Pro tuto práci byly měřeny výměníky, které měly jádro dvou typů vlnovců: plain a louver (viz obr. 4.1).

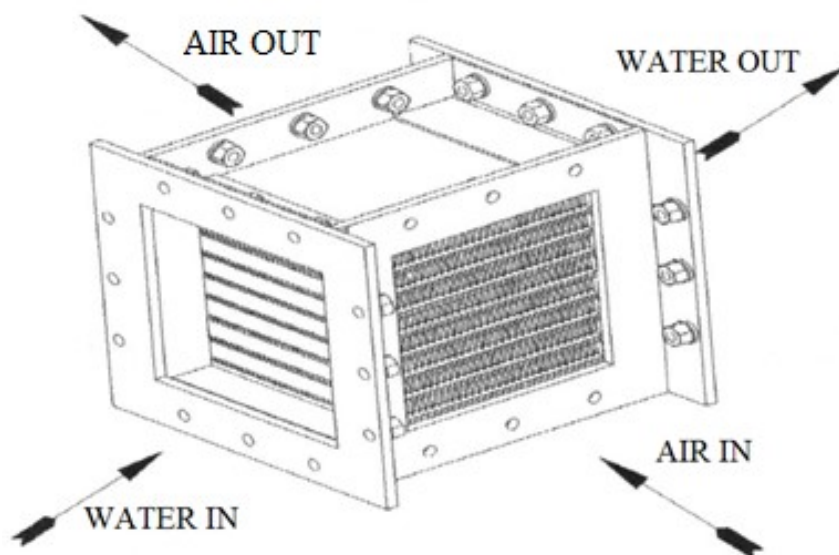


Obr. 4.1: Typy měřených vlnovců – a) plain vlnovec; b) louver vlnovec

- a) Plain vlnovec: jedná se o vlnovec s jednoduchou přímou geometrií, bez zakřivení nebo prostřihů, plech je pouze jednoduše vylisován do složeného tvaru harmoniky. Jeho výhodou je minimální tlaková ztráta, což umožňuje vyšší průtokové množství i v případech, kdy se o dopravu média stará méně výkonné zařízení, které by nedokázalo překročit vyšší tlakové ztráty. Nevýhodou je jeho menší výkon a účinnost.
- b) Louver vlnovec: tento typ vlnovce je podobný jako předchozí typ, ale má prostřihy, vypadající jako žaluzie, které jsou v jedné části prostřihy dovnitř a v další části ven. Díky tomu, že tekutina neproudí rovnými kanálky jako u plain vlnovce, ale obtéká stěny mezi prostřihy, jimiž je vedena, má tento výměník vyšší tlakovou ztrátu. Což ovšem zaručuje vyšší přestup tepla, a tím narůstá výkon a účinnost výměníku. Je velkosériově vyráběn díky jeho poměrně snadnému procesu výroby a masivně využíván zejména v automobilovém průmyslu.

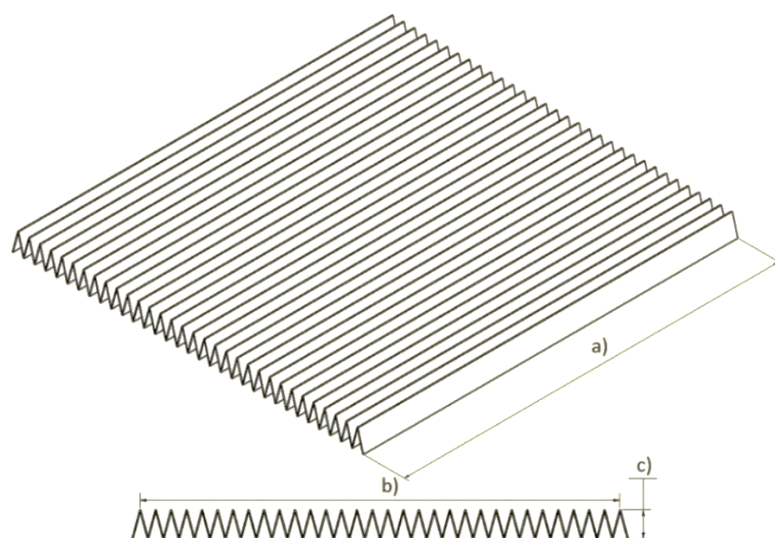
4.1.2 Specifikace měřených vzorků

Modely měřených vzorků jsou pouze napodobeninou automobilových chladičů, liší se od nich rozměry a postrádají plastové komory pro přívod a odvod médií.



Obr. 4.2: Model vlnovcového výměníku [10]

Měřené výměníky se liší v těchto základních parametrech: počet vlnovců – výška vlnovce, zahuštění vlnovce – počet vrcholů na 100 mm, rozměry jádra výměníku. Graficky zobrazeno na následujícím obrázku:



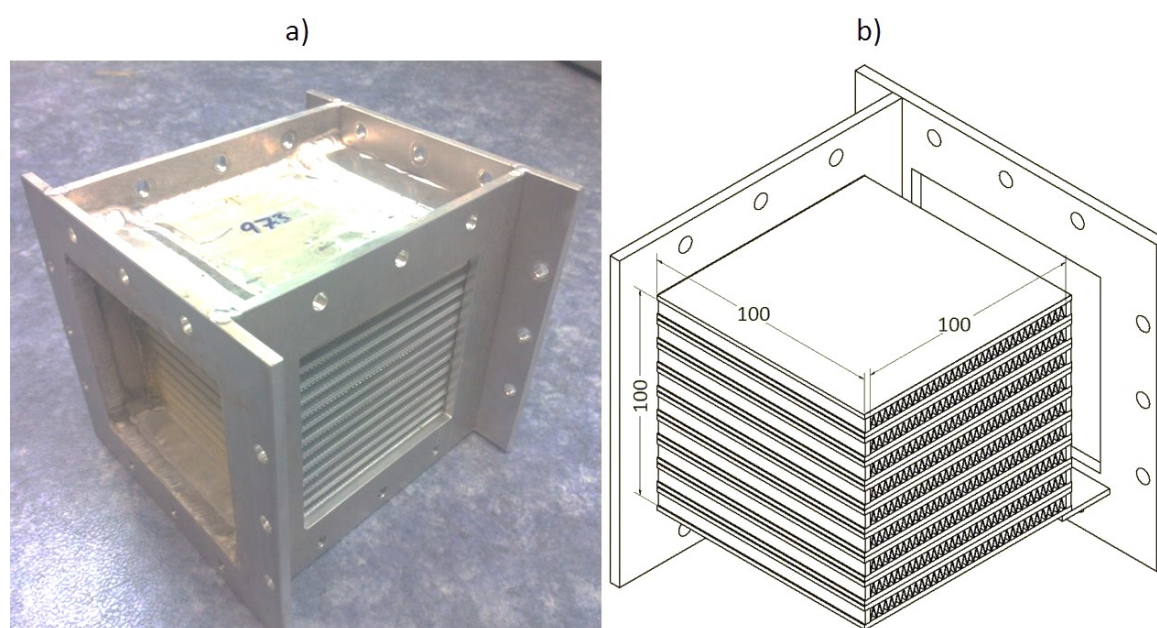
Obr. 4.3: Geometrie vlnovce – a) délka vlnovce; b) počet vrcholů na 100 mm; c) výška vlnovce

Parametry plain vlnovce

V následující tabulce jsou popsány geometrické parametry vzorku s délkou vlnovce 100 mm (celková velikost jádra výměníku je 100 x 100 x 100 mm). Výměník je zobrazen na obrázku 4.4 a).

Vzorek P973				
Typ vlnovce	Počet vlnovců	Výška vlnovce	Počet vrcholů na 100 mm	Délka vlnovce
PLAIN	13	4,6 mm	50	100 mm

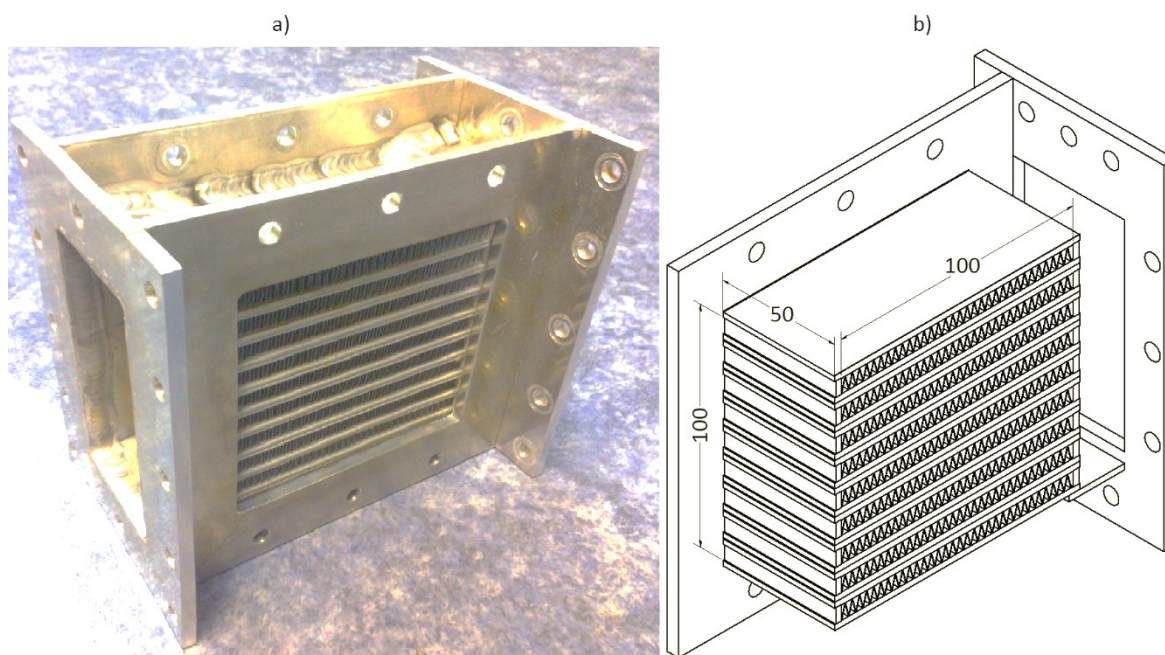
Tab. 4.1: Parametry výměníku s plain vlnovcem



Obr. 4.4: Velký výměník – a) vzorek P973; b) zjednodušené geometrické znázornění jádra vzorku

Parametry louver vlnovců

V případě výměníků s louver vlnovcem dochází k vysokým tlakovým ztrátám, které měřicí zařízení, na němž jsou tyto vzorky měřeny, nedokáže pokrýt či změřit. Proto se k měření použily vzorky s délkou vlnovce 50 mm (celková velikost jádra výměníku je 100 x 100 x 50 mm) a konkrétních vstupních veličin daných vzorků. Příklad takového výměníku je zobrazen na následujícím obrázku.



Obr. 4.5: Malý výměník – a) vzorek L1049; b) zjednodušené geometrické znázornění jádra vzorku

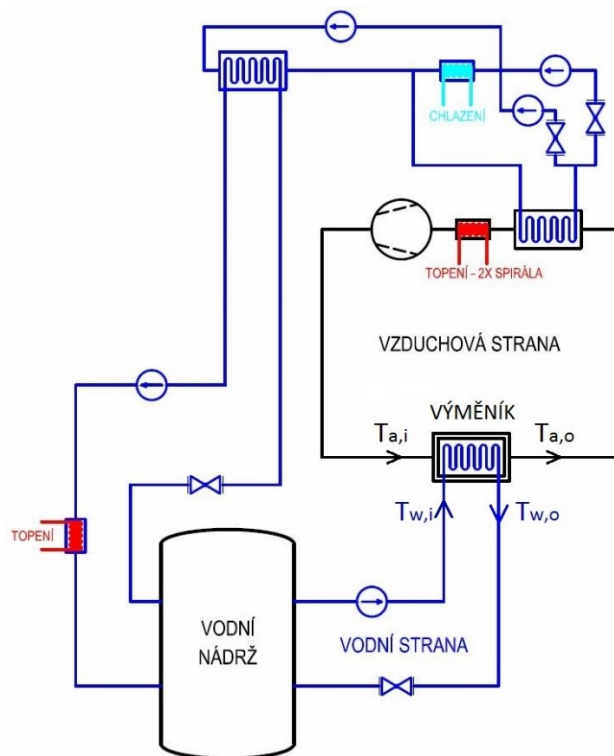
Následující tabulka shrnuje parametry vzorků výměníků typu louver, které mají rozměry jádra 100 x 100 x 50 mm.

Označení vzorku	Počet vlnců	Výška vlnovce	Počet vrcholů na 100 mm	Délka vlnovce
L7	13	4,6 mm	60	50 mm
L13	13	4,6 mm	50	50 mm
L1049	9	7,35 mm	50	50 mm
L1050	9	7,35 mm	60	50 mm
L1051	9	7,35 mm	65	50 mm
L1059	9	7,35 mm	35	50 mm

Tab. 4.2: Parametry vzorků s louver vlnovcem

4.2 Popis měřícího zařízení

Kalorimetrické zařízení sestává ze dvou nezávislých okruhů, které dopravují teplotonosná média a vyměňují teplo skrze křížový tepelný výměník.



Obr. 4.6: Jednoduché schéma kalorimetrické měřící trati [9]

Uzavřený vzduchový okruh je tvořen radiálním ventilátorem (řízen frekvenčním měničem v požadovaném rozsahu průtoků), elektrickým ohřevem, vnitřním chladičem a úsekem měřicí hmotnostní průtok.

Kapalinový okruh je tvořen modulem, přípojnými trubkami/hadicemi a měřícím úsekem s teplotními senzory.

Jako podpůrné části zařízení jsou zde: okruh chlazení s venkovním výměníkem a úsek pro montáž vzorku s homogenizačními prostředky a měřicí maticí teplot.

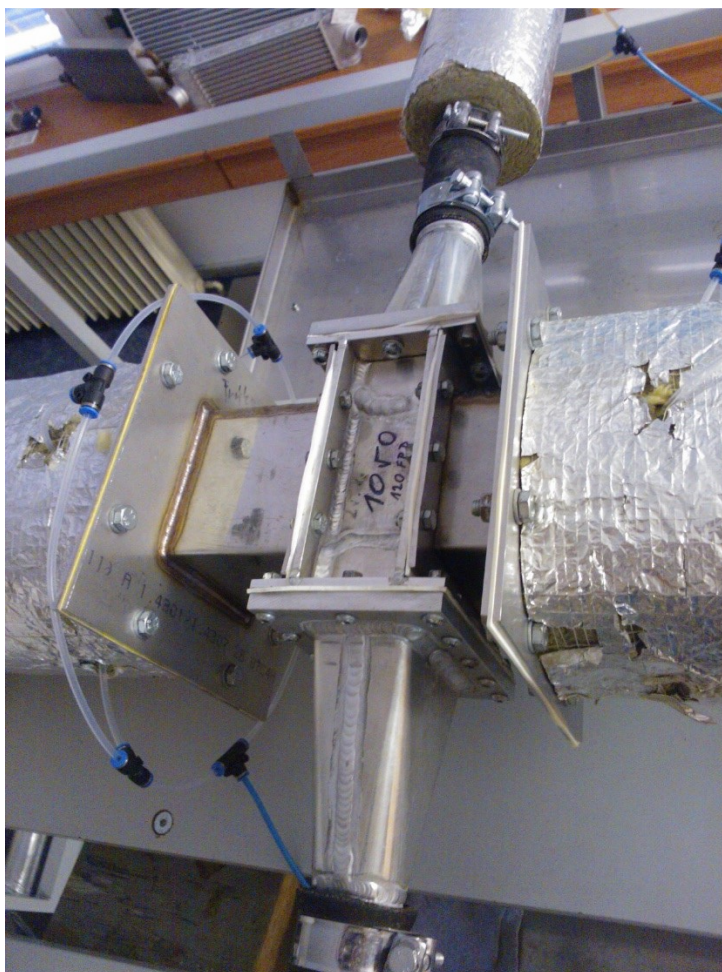
Aktivní látkou je monoethylen glykol a výměna tepla probíhá v soustavě chladičů – vnější a vnitřní výměník. [10]



Obr. 4.7: Pohled na kalorimetrickou trať

Základní vstupní rozměr vzduchové strany (chlazené) je pravidelný čtverec s rozměry 100x100 mm. Jak je vidět na obrázku 4.8 k měřenému vzorku jsou ze stran vlnovců namontovány vstupní a výstupní obdélníkové komory.

Na kapalinové straně jsou namontovány přípravky pro vedení kapaliny s kruhovým vyústěním do trubic, v tomto případě se jedná o vodní stranu, kterou je vzduch chlazen – chladicí strana.



Obr. 4.8: Namontovaný testovaný vzorek bez izolace

4.2.1 Vzduchový okruh

Konstrukce trati je sestavena z kombinace kruhových a hranatých nerezových potrubí, z vnějšku izolovaných minerální vlnou s hliníkovým polepem pro teploty do 120 °C. Nosná konstrukce je svařena z jaklů 40 x 40 mm s nastavitelnými šrouby pro spojení se zemí. Ventilátory, chladič a potrubí jsou kompletně zaizolovány, aby se dosáhlo co nejmenší výměny tepla s okolím.

Základním prvkem vzduchového okruhu je radiální ventilátor Va1 s maximálním externím tlakem 5 200 Pa při průtoku 800 m³ h⁻¹ řízeným frekvenčním měničem. Kvůli odolnosti proti rozsahům vlhkosti, které jsou při měření požadovány, je ventilátor v nerezovém provedení a jeho pracovní rozsah teplot je v rozmezí -20–150 °C. Proti přehřátí je motor ventilátoru chráněn PTC čidly ve vinutí a pro případ nízkých otáček je doplněn o cizí chlazení.



Obr. 4.9: Radiální ventilátor

Za ventilátorem je přechodový díl na rozměr potrubí 150x150 mm, který vede přes pravoúhlé koleno k prostoru vzorku. Přechod je zvolen proto, aby se vektorový obrazec proudu vzduchu nezměnil a pokračoval k SUT ve shodném průřezu a tvaru, kde se následně kontrakcí a homogenizačními sítěmi vyhladí.

V levé polovině proudovodu je prostor pro montáž dílu kabiny vzorku. Vyústění je na čtvercovou přírubu. Díl je tvořen čtvercovým potrubím 150 x 150 mm s přírubami pro montáž homogenizačních sítí, jejichž řazení je následující:

1. děrovaný plech pro vyhlazení hrubých turbulentních poruch s rozměrem děrování 7 mm,
2. alternativně voštinový usměrňovač s průtokem 5 mm,
3. nerezové síto s rozměrem 1 x 1 mm,

4. opět nerezové síto 1 x 1 mm.

Tato nátoková část vede do prostoru, kde je připevněn vzorek. Za vzorkem následuje výtoková část, ve které jsou síta č. 5 a 6. Před a za vzorkem jsou umístěny 3 x 3 mm mřížky teploměrů pt100 a dále na začátku a konci homogenizačních úseků. Tato možnost umístění se využívá při stanovení poklesu teploty a eliminaci chyby tepelnou ztrátou průchodem homogenizéru.

Poté, co vzduch projde kabinou a měřeným vzorkem, pokračuje okruh do kapalinového chladiče V1, kde se ochladí na požadovanou teplotu. Pro pokrytí celého regulačního rozsahu je nutné rozdělit tok chladicí kapaliny do výměníku na dva stupně tak, aby bylo možné pokrýt rozsah 2,5 – 100 % výkonu.



Obr. 4.10: Vnitřní výměník

Regulační okruh čerpá do chladičů chladicí směs a proporcionálně dávkuje připouštěnou chladnou kapalinu z chladicí větve venkovního výměníku V2.

Venkovní výměník je osazen radiálním ventilátorem Ziehl Abegg s průtokem $2,3 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ a odvádí získané teplo z vnitřního výměníku V1 do atmosféry. Výměník V2 slouží také k odvodu tepla z kapalinového modulu při rezervní funkci, pro případ, kdy

bude ve vzduchové trati regulována vyšší teplota a modul bude dodávat nižší teplotu kapaliny. [10]

Rozdělení výkonů regulačních okruhů kapalinového chladiče

Skutečný výkon – 1. stupeň 2,6 kW

Skutečný výkon – 2. stupeň 10,3 kW

Výměník V1:

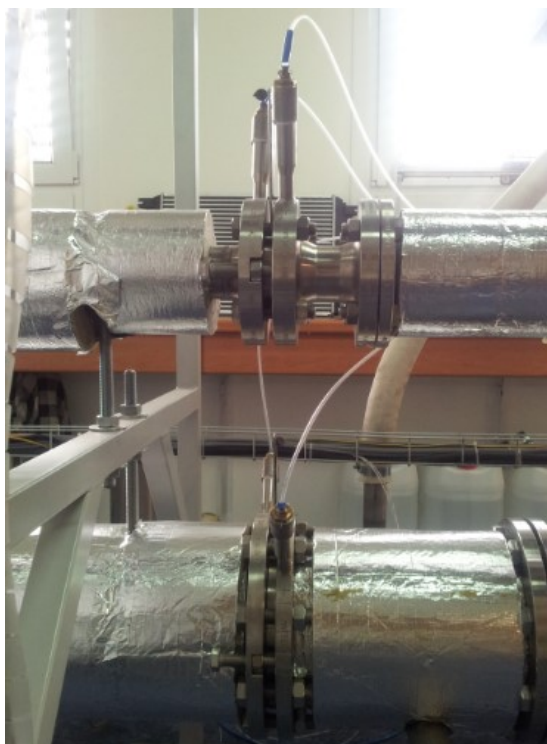
10,3 kW pro dT vzduchu 65/39,5 °C při 1 400 m³ h⁻¹ a dT kapaliny 35/40 °C, 40 l min⁻¹.

Výměník V2:

11,7 kW pro dT vzduchu 30/34,5 °C při 8 300 m³ h⁻¹ a dT kapaliny 40/35 °C, 40 l min⁻¹

Za chladičem se nachází elektrické topidlo Ehla, které je rozděleno na 2 sekce 2 x 5 kW konstrukčního typu “*open wire*“ z Kanthalového drátu o průměru 1,3–1,6 mm, s kruhovým motáním na keramice. Topidlo je zařazeno jako poslední prvek regulační soustavy s úkolem udržování zadané teploty $\pm 0,2$ °C.

Proudovod uzavírá sestava centrických clon dle ČSN EN ISO 5167.2003, kterou tvoří dvě trasy – DN50 a DN150. Jako primární trať slouží DN150 s rozsahem 80–960 kg h⁻¹. Pro nižší rozsahy je nad ní vedena trať DN50 s centrickou clonou pro 25–80 kg h⁻¹. Při použití centrických clon je teoretická chyba výše zmíněných rozsahů 0,8–1,2 % z měřené hodnoty. [10]



Obr. 4.11: Clony DN50 a DN150 [10]

Technické parametry – vzduchová trať:

Vnitřní rozměr potrubí	150 x 150 mm
Vnitřní rozměr základní kabiny	150 x 150 mm
Rozměr montážní clony vzorku	100(150) x 100(150) mm
Rozsah teplot	40 a 100(120) °C
Rozsah průtoků vzduchu 25 °C měření	6–960 kg h ⁻¹
Rozsah průtoků vzduchu 25 °C regulace	40–960 kg h ⁻¹

4.2.2 Kapalinový okruh

Systém tvoří čerpadlo poháněné frekvenčním měničem, elektrické topidlo s PWM regulací, výměníkem, pomocný okruh s čerpadlem na měniči a dvojité nádrže s tlakovou regulací vzduchem.



Obr. 4.12: Kapalinový modul se vstupním portem do vzorku [10]

Okruh je určen pro provoz s vodou nebo s 50 % roztokem monoethylenglykolu a vody.

Modul obsahuje zásobní nádrž AN1 o objemu 150 l a odvzdušňovací nádrž AN2 o objemu 25 l s optickým stavoznakem pro indikaci dostatečného množství náplně napojenou na odvzdušňovací větev. Uprostřed nádrže AN1 je umístěn vyrovnávací děrovaný plech pro lepší homogenizaci teplot při malých a středních průtocích.

Základní větev ke vzorku prochází axiálně nádrží a pomocný okruh teplotní regulace je pak křížově z boku z důvodu lepšího promíchání proudů.

Vývody vespod nádrže jsou vedeny na sání čerpadel pro kvalitní zaplavení a zvýšení sacího tlaku. [10]

Základní okruh SUT (Subject Under Test)

Základní okruh testovaného vzorku je tvořen oběhovým čerpadlem Pc1 s provedeným říditelným bypassem. Obtok je vybaven ventilem pro nastavení, použité čerpadlo má spodní limitaci otáček přibližně 15 % nominálu, takže pokud je požadavek na menší průtok, lze otevřením obtoku snížit výkon čerpadla na požadovanou hodnotu.

Čerpadlo je v nerezovém provedení tlakové třídy PN16, poháněné motorem s frekvenčním měničem. Použitý frekvenční měnič vektorového typu umožňuje velmi

přesné nastavení otáček a jejich stabilitu nezávisle na zátěži. Čerpadlo je dále dimenzováno na výtlačný tlak 1,6 bar při 350 l min⁻¹ a zároveň 3,4 bar při 150 l min⁻¹, což je běžný operační bod modulu. Rozsah řízení průtoku je od 70 do 350 l min⁻¹.

Za výstupem z čerpadla je osazen uzavírací kulový ventil s pružinovým pneumatickým pohonem YV4 ovládaným řídicím systémem, na jeho výstupu je příruba pro montáž propojovacího potrubí se vzorkem, včetně měřicí trubice s dvojicí přesných čidel pt100 ±0,05 °C).

Vratné potrubí, které je vybaveno druhou měřicí trubicí s dvojicí pt100, je rovněž uzavíráno kulovým ventilem s pružinovým pohonem YV5 ovládaným řídicím systémem – výchozí stav zavřeno. Před tímto ventilem je odbočka přes další kulový ventil s pneumatickým pohonem YV7 – při montování vzorku je touto trasou vrácena kapalina z plněného chladiče. Kapalina je čerpána přes horní vyrovnávací nádrž AN2 a putuje dále do hlavní nádrže. Tím dojde k separaci bublin v kapalině.

K snímání průtoku je použit magneticko-indukční průtokoměr KROHNE DN40 OPTILFUX 4300 C + IFC 300C s přesností minimálně 0,3 %. Primárním výstupem je změřený objemový tok. [10]

Okruh regulace teploty

Druhá větev hlavní zásobní nádrže zahrnuje topidlo Ehw1 ve čtyřech sekcích po 4 kW a čerpadlo Pc2. Dále je v okruhu obsažen chladič kapalina/kapalina pro předání potřebného tepla do chladicího okruhu zařízení, chladič je dimenzován tak, aby stačil pro předávání 10 kW při 120 °C pracovního média.

Za výstupem z čerpadla je umístěno regulační topení Ehw1 a škrťací ventil pro možné snížení výkonu Pc2. Za topením je umístěn nerezový deskový výměník V3 a na sání je kulový kohout pro možnost servisního odstavení pc2.

Elektrické topení Ehw1 tvoří 2 sekce s PWM regulací a zajištění proporcionální regulace 0–8 kW při běžném provozu. Ohřev nádrže z 30 na 120 °C zajišťuje výkon 16 kW.

K měření teplot na vstupu a výstupu vzorku a v nádrži je použita dvojice pt100 čidel třídy A. [10]

Technické parametry – kapalinový okruh

Připojovací rozměr vstup/výstup	DN40
Rozsah teplot	40–120 °C
<i>Maximální teplota je závislá na použité látce a tlaku, je potřeba dodržet minimální tlak 0,5 bar</i>	
Rozsah průtoku kapaliny 25 °C měření	25–350 l min ⁻¹
Rozsah průtoku kapaliny 25 °C regulace	40–350 l min ⁻¹
Rozsah tlaku kapaliny regulace	0–2,5 bar
Výkon chlazení pro okolní vzduch 30 °C	10 kW při 120 °C
Výkon topení regulace	16 000 W
Rozsah tlaku	0–2,5 bar
Objem zásobní nádrže	150 l
Rychlost změny teplot – nabíjení nádrže	1,6 °C min ⁻¹
Maximální rozměry modulu	2050 x 1860 x 1120 mm

4.3 Popis experimentálního měření

Tato kapitola se věnuje popisu měření výměníků na kalorimetrickém zařízení Katedry energetiky FS umístěném na VŠB v Laboratoři G314.

Aby byly výsledky experimentu co nejpřesnější, byl v laboratoři kladen důraz na stálost okolních podmínek. V laboratoři tedy během měření nebylo zapnuto topení ani klimatizace a kvůli průvanu nebyla otevřena okna.

Poté co byl vzorek výměníku upevněn do konstrukce stroje (viz. **Obr. 4.8**) a pečlivě zaizolován, přešlo se k fázi testování. V softwaru pro měření, byly nastaveny požadované vstupní parametry obou médií (viz. **Tab. 4.3**) a vybrány požadované výstupní parametry (viz. **Tab. 4.4**). Průběh měření byl následující:

1. Náběh teplot na požadované hodnoty – ze stavu okolí (průměrná teplota 20 °C) se vzduchová a vodní strana ohřála na požadované teploty (viz kapitola **4.2.1**), tento děj trval přibližně jednu hodinu.
2. Ustálení teplot – vstupní teploty vzduchu a vody by měly být ustáleny na požadovaných hodnotách a pokud možno neměnné. Pro tyto experimenty byla

doba pro měření ustálených hodnot minimálně 30 minut (blíže popsáno v kapitole 4.2.2).

3. Změna průtoku – po úspěšném ustálení teplot a změření veličin toku tepla se přešlo k měření dalšího bodu, kdy se průtok vzduchu \dot{m}_a snížil na požadovanou hodnotu. Protože se změnou průtoku došlo ke změnám tepelného toku, bylo dalším krokem znovu čekání na ustálení hodnot vstupních teplot. Kroky 2. a 3. se postupně opakovaly pro všechny body měření.

4.3.1 Popis vstupních parametrů

Vzorky výměníků byly testovány při různých vstupních parametrech. S každým bodem testování se snižovala hodnota vstupního průtoku vzduchu \dot{m}_a a zbylé hodnoty zůstávaly konstantní. Shrnutí nastavených vstupních parametrů pro jednotlivé vzorky poskytuje tabulka 4.3.

Označení vzorku	Průtok vzduchu $\dot{m}_a [kg h^{-1}]$	Průtok vody $\dot{V}_w [l min^{-1}]$	Vstupní teplota vzduchu $t_{a,in} [^{\circ}C]$	Vstupní teplota vody $t_{w,in} [^{\circ}C]$
P973	240–490	50	100	30
L7	240–490	50	100	30
L13	240–690	50	100	30
L1049	240–690	50	90, 100	30
L1050	240–690	50	90, 100	30
L1051	290–690	50	90, 100	30
L1059	290–690	50	90, 100	30

Tab. 4.3: Souhrn parametrů vstupních médií

4.3.2 Popis výstupních parametrů

Cílem měření bylo získání následných výstupních parametrů výměníků, které charakterizují jejich výkon. Popisy a umístění měřících senzorů (tlakoměrů, průtokoměrů a teploměrů) jsou uvedeny v kapitole 4.2.

Hlavními parametry, na základě kterých, byly mezi sebou výměníky následně posuzovány jsou shrnuty v tabulce 4.4. Celková efektivita výměníku ϵ je funkcí vstupních a výstupních teplot, nejedná se o naměřenou veličinu. Její výpočet je popsán v kapitole 3.5.2.

Průtok vzduchu	\dot{m}_a	$[kg\ h^{-1}]$
Průtok vody	\dot{V}_w	$[l\ min^{-1}]$
Vstupní teplota vzduchu	$t_{a,in}$	$[^{\circ}C]$
Výstupní teplota vzduchu	$t_{a,out}$	$[^{\circ}C]$
Vstupní teplota vody	$t_{w,in}$	$[^{\circ}C]$
Výstupní teplota vody	$t_{w,out}$	$[^{\circ}C]$
Tlaková ztráta na straně vzduchu	ΔP_a	$[kPa]$
Efektivita	ϵ	$[-]$

Tab. 4.4: Souhrn výstupních měřených a vypočtených parametrů

Výsledné hodnoty, které jsou dále zpracovávány v kapitole 5 věnující se porovnávání vzorků výměníků jsou průměrné. Pocházejí z dat, kdy byly vstupní hodnoty (teploty vzduchu a vody) ustálené a jejich změny se pohybovaly v rozmezí $\pm 0,2\ ^{\circ}C$ nepřerušeně po dobu 10 minut. Průměrná hodnota každého zkoumaného parametru je tedy tvořena aritmetickým průměrem 600 po sobě jdoucích naměřených hodnot, které byly po dobu měření každou sekundu softwarově zaznamenávány.

Zprůměrované hodnoty, ze kterých se při srovnání vychází jsou pro úplnost uvedeny v příloze č. 1.

4.3.3 Fyzikální vlastnosti médií

Tato podkapitola popisuje fyzikální vlastnosti vstupních médií.

Jako chladicí látka byla v tomto experimentu použita 50 % směs vody a monoethylene glykolu, jedná se o komerční směs s inhibitory koroze a chemicky stabilními přísadami. [21]

Monoethylene Glykol – Voda (50 %)

Teplota	30 $[^{\circ}C]$
Dynamická viskozita	0,00278 $[Pa\ s]$

Hustota	1 069	$[kg\ m^{-3}]$
Měrná tepelná kapacita	3 328	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
Tepelná vodivost	$38,86 \cdot 10^{-2}$	$[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$

Jako chlazená látka byl při experimentech použit okolní vzduch s normálním složením.
[22]

Vzduch (90 °C)

Teplota	90	$[^{\circ}C]$
Tlak	100	$[kPa]$
Dynamická viskozita	$21,49 \cdot 10^{-6}$	$[Pa\ s]$
Hustota	960	$[kg\ m^{-3}]$
Měrná tepelná kapacita	1 011	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
Tepelná vodivost	$30,7 \cdot 10^{-3}$	$[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$

Vzduch (100 °C)

Teplota	100	$[^{\circ}C]$
Tlak	100	$[kPa]$
Dynamická viskozita	$21,94 \cdot 10^{-6}$	$[Pa\ s]$
Hustota	933	$[kg\ m^{-3}]$
Měrná tepelná kapacita	1 012	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
Tepelná vodivost	$31,39 \cdot 10^{-3}$	$[W\ m^{-1}\ K^{-1}]$

5 VYHODNOCENÍ EXPERIMENTÁLNÍCH DAT

Tato kapitola se věnuje vyhodnocení experimentálně získaných dat prototypových výměníků.

Jednotlivé prototypové výměníky jsou zde srovnávány z hlediska (i) typu vlnovcového elementu (plain x louver), (ii) výšky vlnovcového elementu a (iii) zahuštění vlnovce. Srovnávanými parametry (v závislosti na průtoku vzduchu) jsou výstupní teplota vzduchu, tlaková ztráta vzduchové strany a efektivita výměníku.

Všechny výstupní hodnoty a jejich závislosti jsou graficky zobrazeny na obrázcích v následujících podkapitolách.

Podrobnější popisy geometrií vzorků, výsledných měřených hodnot a fyzikálních vlastností proudících médií při rozdílných teplotách jsou popsány v kapitole 4.2.

5.1 Vliv geometrie vlnovce na vybrané parametry

Tato podkapitola se věnuje posouzení vlivu změny samotné geometrie vlnovce na vybrané výsledné parametry. Výstupní parametry louver vlnovce s označením *L13* jsou zde srovnávány s parametry vlnovce typu plain nesoucí označení *P973*, který má jednoduchou geometrii bez prostřihů (popis geometrií obou vlnovců je znázorněn na obrázku 4.1). V případě těchto srovnání činila při experimentech vstupní teplota vzduchu $t_{a,in}$ vždy 100 °C a sledované parametry byly vyhodnoceny v závislosti na velikosti průtoku vzduchu \dot{m}_a v rozmezí 240–490 kg h⁻¹.

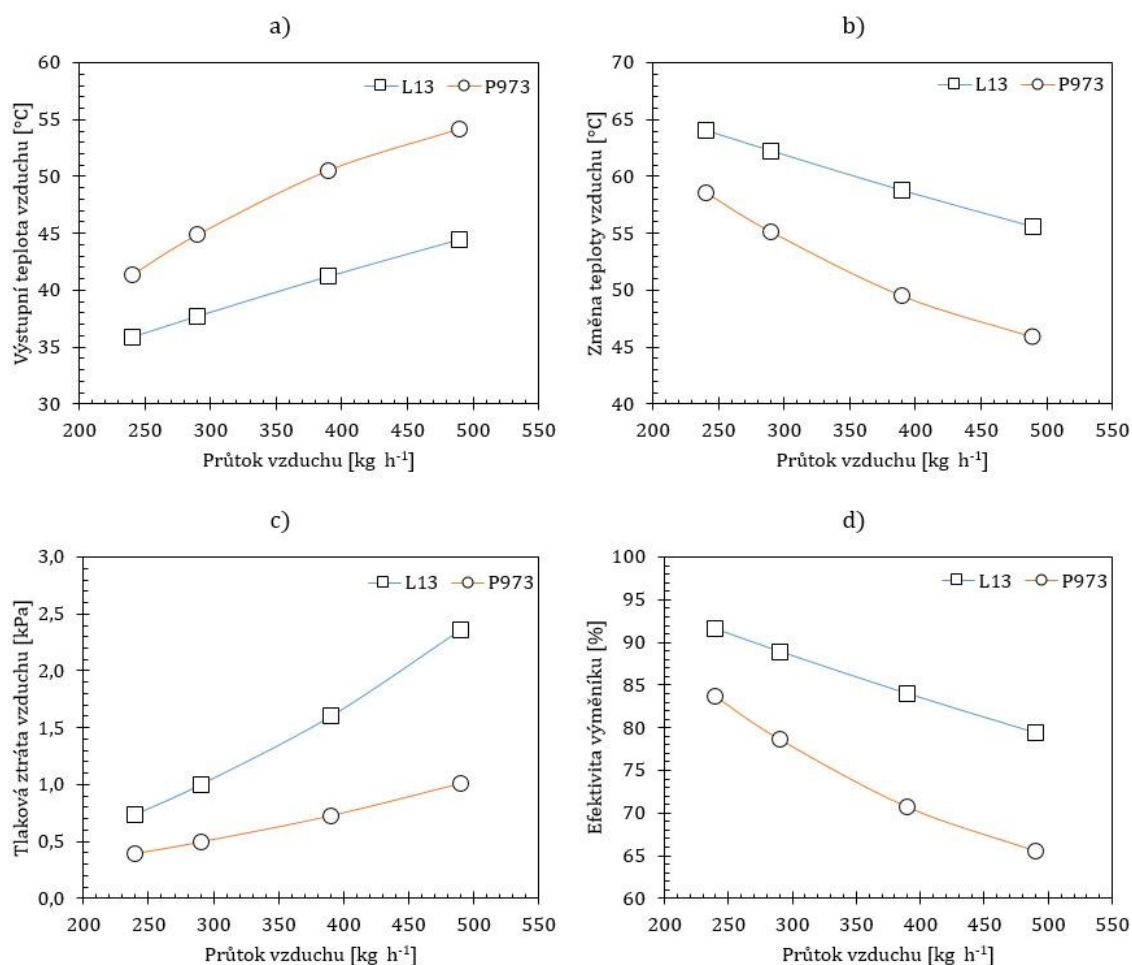
Průměrná výstupní teplota vzduchu pro *L13* a *P973* činila v uvedeném pořadí 39,8 a 47,7 °C. Tato skutečnost je pochopitelná, neboť díky jednoduché geometrii plain vlnovce dochází k menšímu tepelnému toku vzduch → voda a výstupní teplota vzduchu je v tomto případě vyšší. Zatímco v případě *L13* je závislost výstupní teploty na průtoku lineární, tak u *P973* je tato závislost spíše logaritmická, viz obr. 5.1 a). Z uvedených teplotních průběhů vyplývá, že pokud je požadován vyšší tepelný výkon vlnovce, je vhodnější zvolit typ louver. Průběhy hodnot rozdílů teplot vzduchu na vstupu do výměníku a výstupu z něj jsou pro úplnost prezentovány na obrázku 5.1 b).

Na obrázku 5.1 c) jsou znázorněny závislosti velikosti tlakové ztráty proudícího vzduchu Δp_a na průtoku. Z hlediska tlakových ztrát je výhodnější vlnovec typu plain,

neboť jeho tlaková ztráta činí průměrně 0,66 kPa, což je o 54 % méně než v případě vlnovce louver, jehož průměrná ztráta v posuzovaných bodech je 1,43 kPa. Jak je z obrázku dále zřejmé, nárůst tlakové ztráty vzduchu s průtokem je v *L13* vlnovci mnohem strmější než v případě typu *P973*. Nejvyššího rozdílu tlaků dosahují výměníky při průtoku 490 kg h^{-1} , kde má vzorek *L13* o 1,35 kPa vyšší tlakovou ztrátu. Příčinou vyšších tlakových ztrát v louver vlnovci jsou prostřihy na teplosměnných plochách (viz. **Obr. 4.1 b**)).

Co se týče celkové efektivity, která je funkcí rozdílu vstupní a výstupní teploty vzduchu (viz rovnice (21)), je výhodnější typem vlnovec louver, jak prezentuje obrázek **5.1 d**). louver vykazoval průměrně o 11,5 % vyšší efektivitu než plain. Platí, že s rostoucím průtokem vzduchu je efektivita klesající, a to v případě obou typů vlnovců. Nejvyšší byla tedy při toku 240 kg h^{-1} , a to 91,6 % (louver) a 83,7 % (plain). Stejně jako u průběhu výstupních teplot má i zde louver vlnovec lineární závislost na průtoku, jeho efektivita se při průtoku 490 kg h^{-1} snížila o 12 %, efektivita výměníku s plain vlnovcem se snížila o 18,2 %.

Příčinou klesajícího trendu efektivity je zvyšující se rychlost proudícího vzduchu, a tedy snižující se doba potřebná pro předání tepla druhému médiu.



Obr. 5.1: Průběhy vybraných parametrů vlnovců Louver a Plain v závislosti na průtoku vzduchu – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku

5.2 Vliv výšky vlnovce na vybrané parametry

Jak je z předchozí kapitoly patrné louver vlnovec disponuje značně vyšší efektivitou a dochází u něj k lepší výměně tepla mezi proudícími tekutinami. Proto se tato a následující kapitoly budou věnovat pouze rozboru výsledků louver vlnovců a s typy plain již nebudou dále srovnávány.

5.2.1 Vliv výšky vlnovce na vybrané parametry u vzorků L13 a L1049

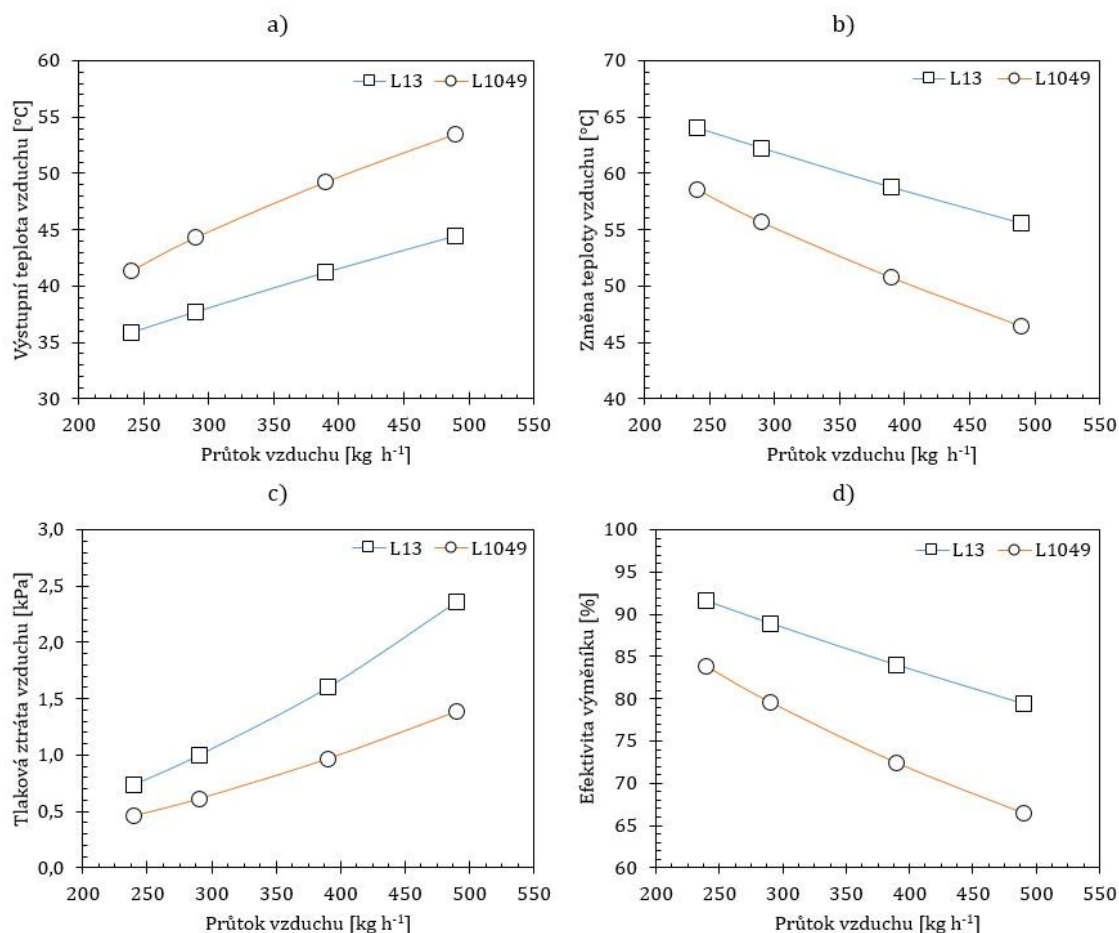
Tato podkapitola zkoumá vliv výšky vlnovce na výsledné naměřené hodnoty. Jako první jsou zde srovnávány výstupní hodnoty vzorku vlnovce s označením L13, jehož výška je 4,6 mm a vzorku L1049, jehož výška je 7,35 mm. Zahuštění obou

zmíněných vlnovců je stejné a tedy 50 vrcholů na 100 mm. V případě srovnání těchto vzorků činila při experimentech vstupní teplota vzduchu $t_{a,in}$ vždy 100 °C a sledované parametry jsou vyhodnoceny v závislosti na velikosti průtoku vzduchu \dot{m}_a v rozmezí 240–490 kg h⁻¹.

Průměrná výstupní teplota vzduchu pro čtyři posuzovaná průtočná množství vzorků *L13* a *L1049* byla v uvedeném pořadí 39,8 a 47,1 °C. Tento rozdíl je tvořen právě již dříve zmíněnou výškou vlnovcového elementu, při které má vzorek *L1049* přibližně o 30 % menší teplosměnnou plochu než vzorek *L13*. I přesto je průměrná změna teploty vzduchu u vzorku *L1049* menší pouze o 12,1 %. Jak je z obrázků 5.2 a) a 5.2 b) patrné, nejlepších výsledků dosahují oba výměníky při nejnižších průtocích, kde rozdíl mezi výkonnějším vzorkem *L13* a *L1049* činí pouze 5,5 °C. Výkon obou vzorků se vzrůstajícím průtokem klesá, jak již bylo zmíněno v kapitole 5.1, závislost výstupní teploty na průtoku je u vzorku *L13* lineární v celém průběhu, zatímco u vzorku *L1049* má spojnice trendu při nižších průtocích spíše logaritmický průběh. Nejmenší výměny tepla a vyššího rozdílu teplot dosahují tyto vzorky při průtoku 490 kg h⁻¹, kdy je rozdíl 9 °C.

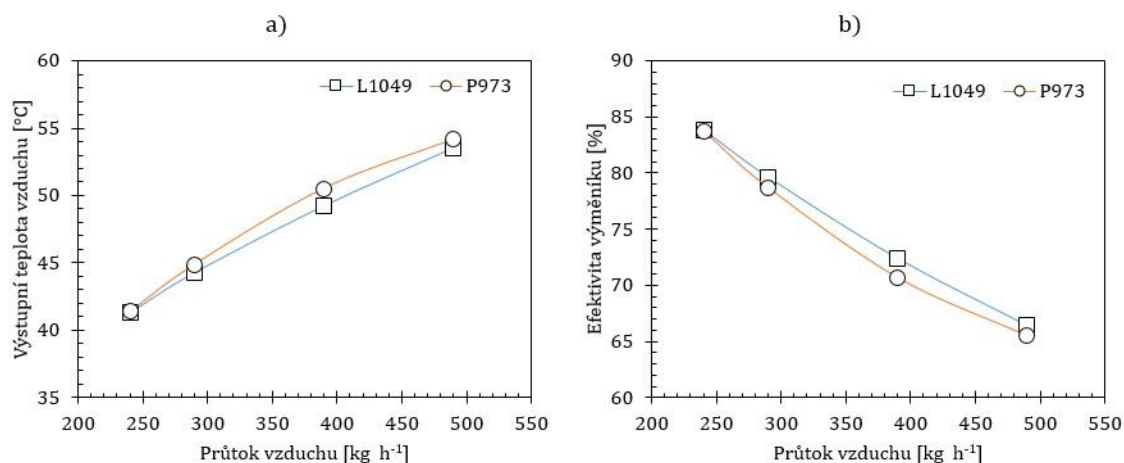
Obrázek 5.2 c) znázorňuje závislosti velikostí tlakových ztrát proudícího vzduchu na jeho průtočném množství. Jak je z obrázku patrné, příznivější tlakovou ztrátu má výměník *L1049*, jeho tlaková ztráta činí v průměru 0,86 kPa, což je o 40 % méně než u výměníku *L13* s průměrnou tlakovou ztrátou 1,43 kPa. Rovněž i následný nárůst tlakové ztráty se zvyšujícím se průtokem vzduchu je u výměníku *L13* vyšší. Přestože byl rozdíl tlaku při průtoku 240 kg h⁻¹ pouze 0,3 kPa v prospěch vzorku *L1049*, při vyšším průtoku 490 kg h⁻¹ jejich rozdíl činí 1 kPa. Za tyto tlakové rozdíly může výška vlnovce, které je v případě vzorku *L13* přibližně o 37 % menší než u *L1049*, což má velký vliv na následné zvýšení tření vzduchu ve výměníku.

Z obrázku 5.2 d) je patrné, že vyšší efektivitu má výměník s označením *L13*, jeho průměrná efektivita v měřených bodech je 86 %. Oproti tomu výměník s větší výškou vlnovce *L1049* dosahoval maximální efektivy 83,8 % při průtoku 240 kg h⁻¹ a její hodnota se postupně snižovala až na 66,5 % při průtoku 490 kg h⁻¹. Nejmenší a největší rozdíl efektivy porovnávaných vzorků dosahoval v uvedeném pořadí 7,8 % a 12,9 %.



Obr. 5.2: Průběhy vybraných parametrů vzorků L13 a L1049 v závislosti na průtoku vzduchu – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku

Jak bylo již zmíněno v kapitole 5.1 louver výměníky disponují znatelně vyšší efektivitou. Při srovnání výměníků v této kapitole je vidět výrazná podobnost hodnot výstupních teplot a efektivit mezi výsledky plain výměníku P973 a louver výměníku L1049 (viz. Obr. 5.3) přitom má tento vzorek o 2,75 mm vyšší výšku vlnovce. Vezmeme-li v úvahu, že výměník L1049 má jádro vlnovce o velikosti 100 x 100 x 50 mm a výměník P973 100 x 100 x 100 mm jsou výsledky výkonových parametrů louver výměníků o to pozoruhodnější.



Obr. 5.3: Průběhy vybraných parametrů vzorků L1049 a P973 v závislosti na průtoku vzduchu – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) efektivita tepelného výměníku

5.2.2 Vliv výšky vlnovce na vybrané parametry u vzorků L7 a L1050

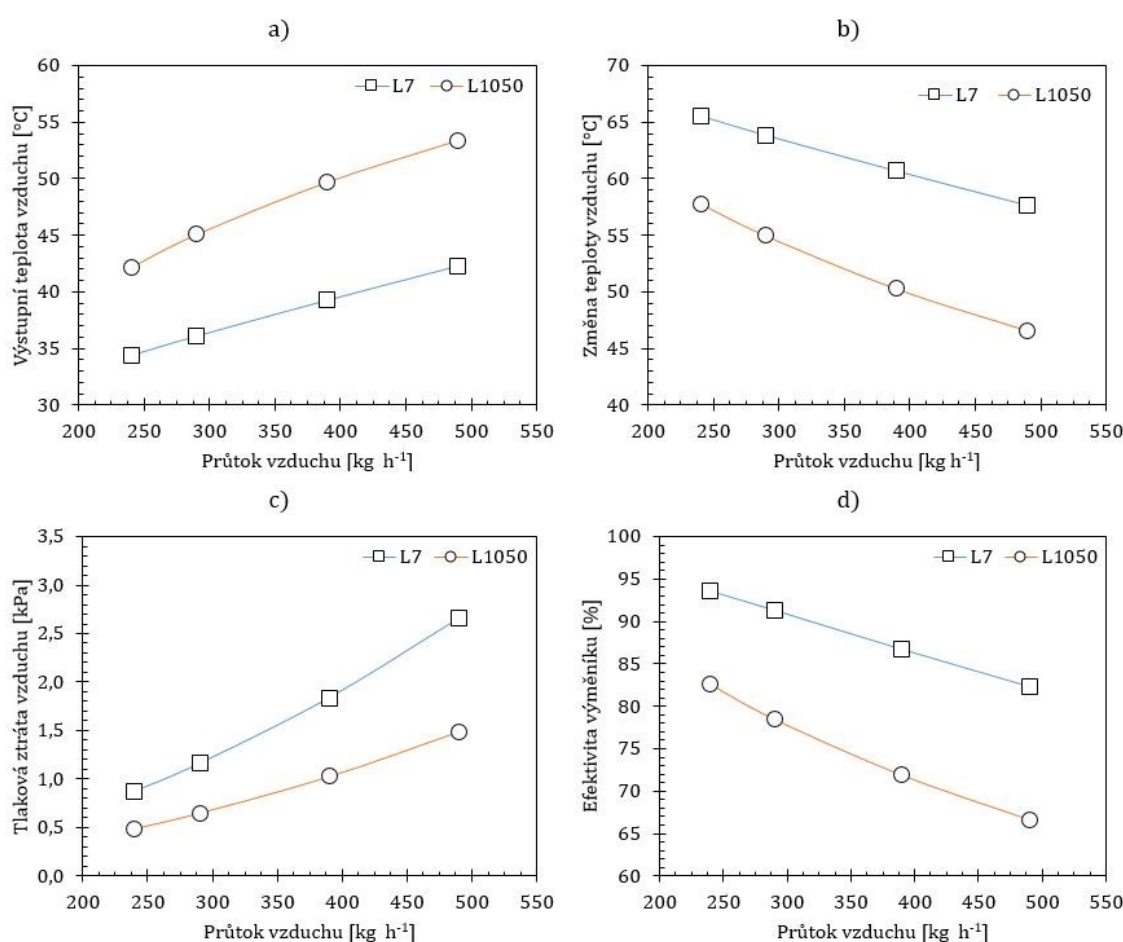
Následná část se věnuje rovněž jako předchozí srovnání výstupních hodnot na základě rozdílných výšek vlnovců. Srovnávány jsou vzorky L7 s výškou 4,6 mm a L1050 s výškou 7,35 mm, oba tyto vzorky mají stejné zahuštění vlnovce a to 60 vrcholů na 100 mm. Stejně jako u předchozího experimentu i zde činila hodnota vstupní teploty vzduchu $t_{a,in}$ vždy 100 °C a sledované parametry jsou vyhodnoceny v závislosti na velikosti průtoku vzduchu \dot{m}_a v rozmezí 240–490 kg h^{-1} .

Průměrné výstupní teploty vzduchu zobrazené na obrázku 5.4 a) jsou v případě vzorku L7 o necelé 2 °C nižší než u L13, činí tedy 38 °C. V případě vzorku L1050 s 60 vrcholy na 100 mm je průměrná teplota o půl stupně vyšší než u vzorku L1049. Při nejvyšším porovnávaném průtoku 490 kg h^{-1} mají teploty obou vzorků téměř stejnou výstupní teplotu, liší se o 0,1 °C ve prospěch vzorku L1050, ovšem se snižujícím se průtokem se vzorek L1049 ukazuje jako výkonnější, s rozdílem teplot 0,9 °C při nejnižším průtoku 240 kg h^{-1} . Při porovnání vzorků L7 a L1050 se rozdíly jejich výstupních teplot liší při nejnižším průtoku o 7,8 °C a nejvyšším průtoku o 11,1 °C.

Obrázek 5.4 c) popisující závislost tlakové ztráty vzduchové strany na průtoku stejně jako v případě předchozích zkoumaných vzorků dokazuje, že vzorky s větší výškou vlnovce mají příznivější tlakovou ztrátu. Nárůst tlakové ztráty se opět s vyššími průtoky

vzduchu značně zvyšuje především u vzorku *L7* s výškou vlnovce 4,6 mm. Průměrná ztráta u vzorku *L7* a *L1050* je v uvedeném pořadí 1,6 kPa a 0,9 kPa.

Z obrázku 5.4 d) opět vyplývá větší efektivita vzorku s nižším vlnovcem *L7*, její průměrná hodnota činí 88,5 %, což je o 2,5 % lepší než vzorek *L13*. Při srovnání se vzorkem *L1050* dosahuje lepších výsledků, které jsou zapříčiněny větším rozměrem teplosměnné plochy, rozdíl u nejvyšší efektivity, která při minimálním průtoku vzduchu u výměníku *L7* činí 93,6 % je 11 %. Pokles efektivity výměníku *L1050* je větší než u předchozího, a proto výsledný rozdíl dvou nejnižších efektivit posuzovaných vzorků činí téměř 16 %.



Obr. 5.4: Průběhy vybraných parametrů vzorků *L7* a *L1050* v závislosti na průtoku vzduchu – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku

5.3 Vliv zahuštění vlnovce na vybrané parametry

Tato kapitola se věnuje posouzení vlivu hustoty vlnovcových vrcholů na výsledné parametry měření. Srovnávány jsou zde čtyři typy louver výměníků s rozdílnými počty vrcholů, *L1049* s 50 vrcholy na 100 mm, *L1050* s 60 vrcholy, *L1051* s 65 vrcholy a *L1059* s 35 vrcholy. Jedná se o naprosto stejnou geometrii vlnovců s výškou 7,35mm, určenou přímo ke zkoumání vlivu počtu vrcholů.

5.3.1 Porovnání výsledků při vstupní teplotě vzduchu 100 °C

V této kapitole jsou srovnávány vybrané výstupní hodnoty výměníků v závislosti na velikosti průtoku vzduchu, jeho hodnoty se při následujících dvou experimentech pohybovaly v rozmezí $\dot{m}_a = 290 - 690 \text{ kg h}^{-1}$, vstupní teplota v tomto případě činila 100 °C pro všechny měřené vzorky.

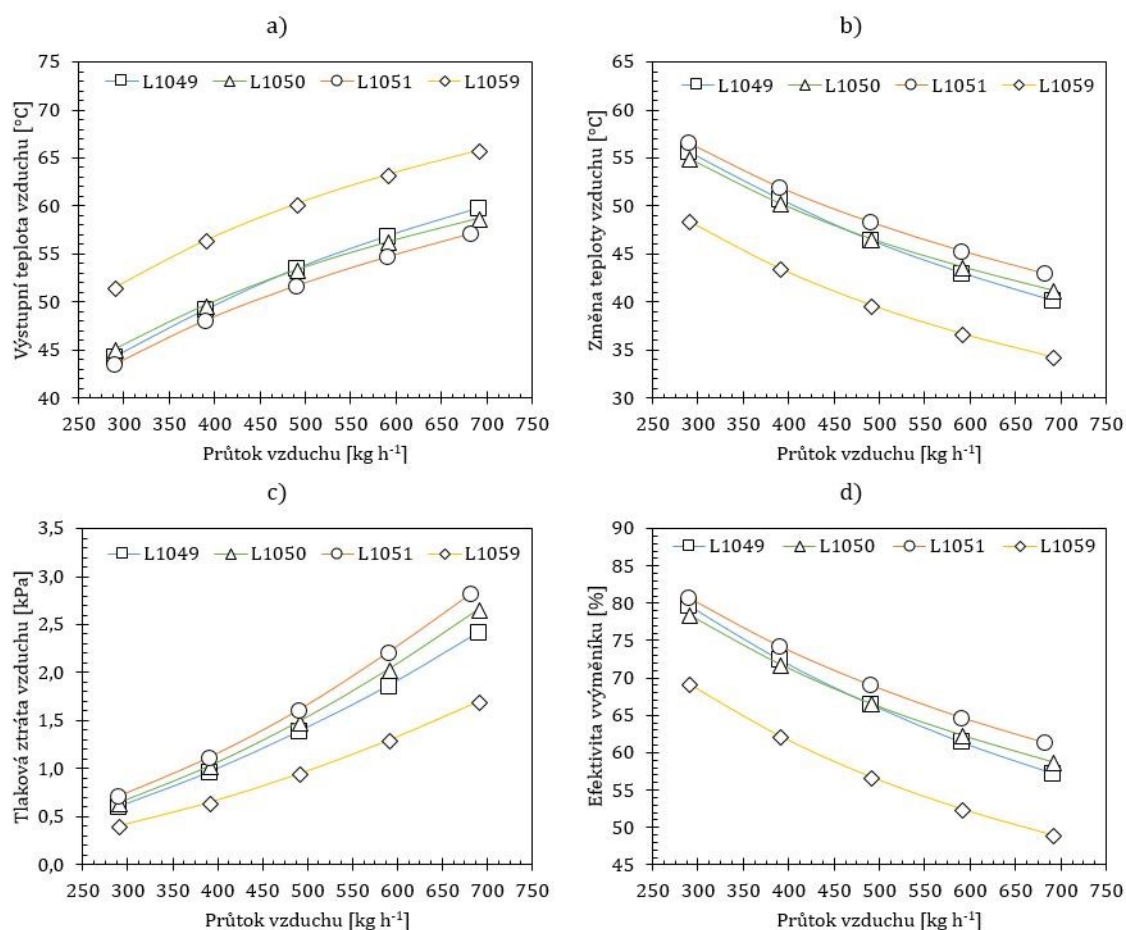
Na obrázku 5.5 a) jsou srovnávány výstupní teploty vzorků na základě průtoku vzduchu, jejich průměrné hodnoty pro vzorky *L1049*, *L1050*, *L1051*, *L1059* činily v uvedeném pořadí 52,8, 52,7, 50,1 a 59,5 °C. Průměrný rozdíl teplot mezi výměníky je ovlivněn počtem vrcholů vlnovce, tím pádem velikostí jeho teplosměnné plochy. V tomto srovnání je bez překvapení nejvýhodnější vzorek *L1051* s největším počtem vrcholů 65 na 100 mm. Ačkoli má vzorek *L1050* od předchozího zmíněného jen o málo menší plochu (zhruba o 7 %), liší se od něj výstupními teplotami daleko více než od vzorku *L1049*, který by měl díky své o 20 % větší ploše znatelně převyšovat. Nejhuře ze srovnání vychází vzorek *L1059*, avšak i přesto, že má o cca 45 % menší teplosměnnou plochu než *L1051*, je průměrná změna teploty vzduchu menší pouze o necelých 19 % (viz obr. 5.5 b)). Rozdíly těchto dvou vzorků jsou téměř stejné při všech hodnotách průtoku, přičemž největšího rozdílu dosahovaly vzorky při minimálním průtoku, kde rozdíl činil 8,7 °C a nejnižší rozdíl při maximálním průtoku činil 8,1 °C.

Výstupní výsledky vzorků *L1049* a *L1050* rozdílných o 10 vrcholů jsou si velmi podobné. Při průtoku $\dot{m}_a = 290 \text{ kg h}^{-1}$ vychází ze srovnání překvapivě lépe vzorek s menší plochou *L1049*, jehož výstupní teplota je o 0,8 °C nižší, než je tomu u druhého zmiňovaného vzorku. S vyššími průtoky se mírně do popředí dostává výměník *L1050*, ovšem jeho výstupní teplota při průtoku vzduchu $\dot{m}_a = 690 \text{ kg h}^{-1}$ je nižší pouze o 1 °C. Tyto minimální odchylky mohou být způsobeny několika ovlivňujícími faktory. Jedním z nich je ovlivnění výsledků vlivem podmínek okolního prostředí, jako je tlak,

teplota a vlhkost. Nepravděpodobný je z toho důvodu, že hodnoty, které jsou srovnávány v následující kapitole mají shodnou podobnost výsledků, i když byla všechna měření prováděna v jiných dnech. Výsledky mohou být ovlivněny především možnou nepřesností konstrukcí vzorků, kde mohlo docházet k nedokonalostem, například při pájení vlnovců, nebo výrobním chybám v jejich geometrii. A dále chybou měření kalorimetru, která může dosahovat až 1,5 %.

Obrázek 5.5 c) porovnává tlakové ztráty vzduchové strany výměníku v závislosti na proměnné hodnotě průtoku vzduchu. Jak se dalo předpokládat, vzorek s nejmenším zahuštěním (*L1059*) dosahoval i nejnižší tlakové ztráty, v průměru 1 kPa. Stejně jako u srovnání předchozích experimentů, nejnižších tlakových ztrát i nejnižších rozdílů je dosaženo při minimálním průtoku, v tomto případě $\dot{m}_a = 290 \text{ kg h}^{-1}$, tlaková ztráta výměníku *L1059* činila 0,4 kPa. Rozdíly tlakových ztrát třech zbývajících vzorků jsou poměrně minimální zejména na malém průtoku se postupně liší o 0,05 kPa. Nejvyšší tlakovou ztrátu má vzorek *L1051* při průtoku $\dot{m}_a = 290 \text{ kg h}^{-1}$ činí její hodnota 0,7 kPa a při nejvyšším průtoku je o 2,1 kPa vyšší.

Z obrázku 5.5 d) mohou být opět porovnány výsledky vypočtených efektivit experimentálních výměníků. Průměrné efektivit od nejnižší po nejvyšší činí 57,9, 67,5, 67,7 a 70 %. Nejvyšší efektivit (80,8 %) dosahuje při nejmenším průtoku vzorek *L1051* s největším teplosměnným povrchem, jeho efektivita je o 11,6 % větší než u nejslabšího vzorku *L1059*. Největšího rozdílu efektivit (12,3 %) dosahují tyto vzorky při maximálním průtoku, kdy je efektivita vzorku *L1051* 61,3 %.



Obr. 5.5: Průběhy vybraných parametrů vzorků L1049, L1050, L1051 a L1059 v závislosti na průtoku vzduchu $t_{a,in}=100\text{ °C}$ – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku

5.3.2 Porovnání výsledků při vstupní teplotě vzduchu 90 °C

Tato kapitola se věnuje stejným vzorkům, jako kapitola 5.3.1. Při experimentech byl opět průtok vzduchu v rozmezí $\dot{m}_a = 290 - 690\text{ kg h}^{-1}$, ale byla změněna vstupní teplota vzduchu, která v tomto případě činila 90 °C.

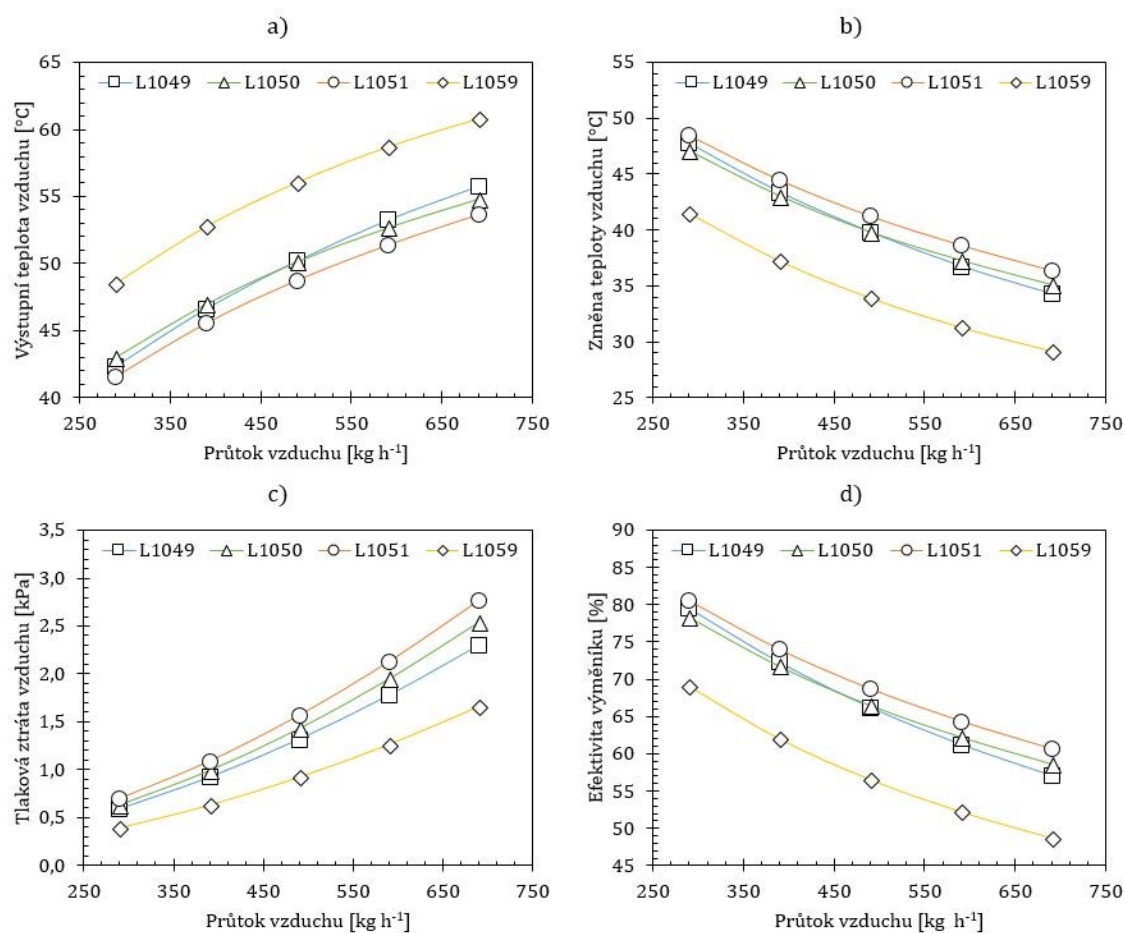
Křivky trendů jsou téměř nezměněny, což znamená že malá změna vstupní teploty vzduchu nemá zásadní vliv na průběh děje přenosu tepla. Měnily se pouze velikosti výstupních hodnot, které byly o něco nižší.

Z obrázků 5.6 a) a 5.6 b) je patrné, že se snižující se teplotou vstupního vzduchu, dochází i k mírnému snížení vlivu počtu vrcholů na výslednou teplotu vzduchu. Při

srovnání dat vzorků *L1051* a *L1059* u experimentu, kdy vstupní teplota činila 100 °C, byla průměrná změna teploty vzduchu u vzorku *L1059* o 19 % menší. Při tomto experimentu, kde je vstupní teplota vzduchu $t_{a,in}$ vždy 90 °C, se tento rozdíl zmenšil o 5 %. Co se týče vzorků *L1049* a *L1050*, jejich výsledná podobnost je rovněž stejná jako tomu bylo u předchozího experimentu (kdy $t_{a,in} = 100$ °C), došlo pouze ke změně výstupních teplot, které jsou nižší průměrně o 3 °C.

Z obrázku 5.6 c) je zřejmé, že tlaková ztráta se změnou vstupní teploty vzduchu o 10 °C nezměnila, nepatrné změny $\pm 0,1$ kPa mohou být zapříčiněny jinými podmínkami jako je například mírná změna barometrického tlaku okolí, protože se experimenty měřily v jiné dny, případně mohou být tyto odchylky způsobeny chybou měření.

Co se týče efektivity, tak již z její definice v kapitole 3.5.2 vyplývá, že je funkcí jak vstupních, tak výstupních teplot. Proto malá změna pouze vstupní teploty vzduchu neovlivní její celkovou hodnotu nijak razantně, což prokazuje obrázek 5.6 d): největšího rozdílu zde nabývá efektivita při maximálním průtoku vzorku *L1051*, kde rozdíl při porovnání s daty v kapitole 5.3.1 činí 0,7 %. Průměrné odlišnosti hodnot se však od výsledků z předchozího srovnání velmi neliší, pohybují se od 0 do 0,3 %.



Obr. 5.6: Průběhy vybraných parametrů vzorků L1049, L1050, L1051 a L1059 v závislosti na průtoku vzduchu $t_{a,in}=90\text{ °C}$ – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku

Pro úplnost jsou v příloze č. 2 zobrazeny závislosti tepelného výkonu výměníků na průtoku vzduchu, a to pro odlišné geometrické parametry vlnovců.

6 ZÁVĚR

Zvyšování efektivity je primárním cílem každého výrobce jakéhokoli zařízení. Požadavky na poměr ceny ku výkonu u zařízení jako je klimatizace nebo požadavky na potřebu efektivnějších výměníků v automobilech kvůli zvyšujícím se výkonům, jsou čím dál náročnější a vývoj takových výměníků je tímto hnán kupředu.

Cílem této práce bylo zjistit možnosti zvýšení výkonových parametrů výměníků. Pro tento výzkum bylo na zkušebním zařízení změřeno sedm různých vzorků křížových výměníků s vlnovcovým elementem lišících se v různých parametrech. Ze srovnání na základě vybraných parametrů můžeme usoudit, že je zvýšení výkonu výměníků ovlivnitelné mnoha způsoby.

Prvním z nich je využití rozsáhlejší teplosměnné plochy výměníků a navýšení tlakových rozdílů na vstupní a výstupní straně. V prvním srovnání byl porovnáván tepelný výměník s nejjednodušší vlnovcovou geometrií plain s typem vlnovce louver, který je významně používán v automobilovém průmyslu. Co se parametrů tepelného výkonu týče, tak z tohoto srovnání vycházel typ vlnovce louver značně lépe. Průměrná výstupní teplota vzduchu byla o 7,9 °C menší a průměrná efektivita o 11,5 % vyšší, než tomu bylo u jednoduché geometrie plain vlnovce. V zásadě tedy platí, že vyšší tlaková ztráta výměníku (průměrně 1,43 kPa u vzorku *L13* a 0,66 kPa u *P973*) má příznivý vliv na jeho tepelný výkon.

Jelikož z prvního srovnání vyplynulo, že efektivita jednoduché plain geometrie vlnovců je značně nižší než prostřížených louver vlnovců, následná srovnání se jim dále nevěnovala. V druhém srovnání byly porovnávány louver výměníky, které se od sebe lišily výškou mezery pro průtok vzduchu, tedy výškou vlnovce. Velikost vlnovcové plochy u vzorků s většími vzduchovými mezerami byla zhruba o 30 % menší než u vzorků s nižším vlnovcem. Výměníky s menší plochou samozřejmě dosahovaly horších výsledků, průměrná efektivita u vzorků *L1049* a *L1050* dosahovala v uvedeném pořadí 75,6 % a 74,9 % a průměrná výstupní teplota vzduchu 47,1 °C a 47,6 °C, ale tyto hodnoty nebyly přímo úměrné rozdílu velikosti teplosměnného povrchu vlnovce. Rozdíl celkové efektivity vzorků se zvětšoval se zvyšujícím se průtočným množstvím vzduchu. Průměrný rozdíl efektivit se u vzorků s 50 vrcholy pohyboval kolem 10,5 % a u vzorků s 60 vrcholy byl 13,5 %. Je tedy možno předpokládat, že zvýšení počtu vrcholů má ještě větší význam u vzorků s malou výškou vlnovců. Výměník *L7* s výškou vlnovce 4,6 mm

a 60 vrcholy na 100 mm dosahoval nejvyšších tepelných výkonů. Jeho maximální efektivita při průtoku vzduchu $\dot{m}_a = 240 \text{ kg h}^{-1}$ dosahovala 93,6 % a minimální efektivita při průtoku $\dot{m}_a = 490 \text{ kg h}^{-1}$ byla 82,4 %, což je výborný výsledek. Na druhou stranu jeho tlaková ztráta při tomto průtoku činila 2,7 kPa, což je minimálně o 1 kPa více než u ostatních výměníků s vyššími vlnovci.

Poslední zkoumanou oblastí byl vliv počtu vrcholů vlnovce na zvýšení výkonových parametrů tepelného výměníku. V tomto případě bylo srovnání provedeno pro dvě rozdílné vstupní teploty vzduchu ($t_{a,in} = 90$ a 100 °C). Byly srovnávány čtyři výměníky s výškou vlnovce 7,35 mm s různými počty vrcholů. Na rozdíl od ostatních změn parametrů, který byly zkoumány (změna geometrie a změna výšky vlnovce), nevykazují výslednice trendů (výstupních teplot a efektivit) při změně počtu vrcholů zásadní změny tvaru. Rozdíly mezi výstupními hodnotami teploty vzduchu a efektivit byly pro různé průtoky téměř totožné, ale rozdíly tlakových ztrát se při vyšších průtocích vzduchu značně zvyšovaly. Zatímco při nízkém průtoku $\dot{m}_a = 290 \text{ kg h}^{-1}$ rozdíl mezi vzorky L1051 a L1059 činil 0,3 kPa při nejvyšším průtoku $\dot{m}_a = 690 \text{ kg h}^{-1}$ byl téměř čtyřikrát vyšší a dosahoval 1,1 kPa.

Jak bylo ze všech předchozích srovnání zřejmé, největší vliv na parametry výkonu a celkovou efektivitu výměníku má čas, tedy velikost průtočného množství (v tomto případě vzduchu). Při nižších průtocích a rychlostech sice dochází k nižším turbulencím, které mají vliv na výsledný koeficient prostupu tepla, ale menší průtočné množství zaručuje, že se za jednotku času ochladí menší objem tekutiny. Tudíž výsledná teplota vzduchu při menším průtočném množství dosahuje znatelně nižších hodnot a hodnota celkové efektivit výměníku ϵ se zvyšuje.

Problematika, již se diplomová práce věnuje, je zaměřena pouze na výzkum vlivu geometrických parametrů dvou typů vlnovců. Jelikož je oblast vlnovcových výměníků velmi rozsáhlá nelze ji tímto považovat za uzavřenou. Další výzkumné práce budou zaměřeny na:

- výzkum wavy vlnovců pro využití v chladicí technice,
- vliv typu vlnovce na hodnoty Reynoldsova čísla Re a následný vliv Reynoldsova čísla na celkovou efektivitu vlnovce,
- vliv typu proudění (v laminární či turbulentní oblasti) na výslednou efektivitu při různých velikostech průtoku vzduchu,

- tvorbu matematického modelu pro predikci chování typů vlnovců v přechodové oblasti,
- tvorbu matematických modelů pro predikce parametrů skutečných výměníků v automobilovém průmyslu,
- vývoj softwarového nástroje pro určení nejlepší varianty geometrií výměníku pro požadované vstupní a výstupní parametry (velikost, teploty, tlakové ztráty).

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SHAH, R. K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ, 2003. ISBN 04-713-2171-0.
- [2] LIENHARD IV, John H. a John H. LIENHARD V. *A Heat Transfer Textbook: Fourth Edition*. Dover Publications, 2011. ISBN 0486479315.
- [3] NAVARRO, H. A.; CABEZAS-GOMEZ, L. C.. *Effectiveness-ntu computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers*. Braz. J. Chem. Eng., São Paulo , v. 24, n. 4, p. 509-521, Dec. 2007. Available from <http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0104-66322007000400005&lng=en&nrm=iso>. access on 01 Feb. 2018. <http://dx.doi.org/10.1590/S0104-66322007000400005>.
- [4] INCROPERA, Frank P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. Hoboken, NJ: John Wiley, c2007. ISBN 04-714-5728-0.
- [5] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Vyd. 3. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2933-6.
- [6] HONUS, Stanislav. *Metoda zvýšení efektivity termických procesů v reaktorech pro energetické konverze*. Ostrava, 2012. Dizertační práce. VŠB-TUO.
- [7] JÍLEK, Miroslav. *Thermomechanics*. Vyd. 2. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-010-3452-6.
- [8] HEJZLAR, Radko. *Sdílení tepla*. Vyd. 4. V Praze: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-2974-3.
- [9] KADLEC, Zdeněk a Oldřich KOLÁŘÍK. *Výzkum mezichladičů pro automobilový průmysl na kalorimetrické trati VŠB*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, technická zpráva, 2015.
- [10] KOLÁŘÍK, Oldřich. *Měření tepelné účinnosti vlnovců kalorimetrem*. Ostrava, technická zpráva, 2013.
- [11] Design and Applications of Plate Fin Heat Exchangers. *Mahan's Thermal Products*[online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <http://mahans.com/design-and-applications-of-plate-fin-heat-exchangers/>

- [12] Plate fin surface geometries. In: *HEDH* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: http://hedhme.com/content_map/?link_id=17256&article_id=298
- [13] Radiator and engine cooling. *MURRAY MAPLE CREEK* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <http://www.murraymaplecreek.ca/Radiator-and-engine-cooling>
- [14] Chladič kapaliny. In: *Wikipedie* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Chladi%C4%8D_kapaliny
- [15] How an Intercooler works. *Turbosmart* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <http://www.turbosmart.com/technical-articles/how-an-intercooler-works/>
- [16] JAK FUNGUJE KLIMATIZACE V AUTOMOBILU?. *Autodily Mjauto* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <http://www.mjauto.cz/jak-funguje-klimatizace-v-automobilu>
- [17] *Condensers* [online]. In: . [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://macsworldwide.wordpress.com/2011/01/24/condensers/>
- [18] Unique Radiators & Electric Works. In: *IndiaMART* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/unique-radiators-electric-works/excavator-air-conditioning-parts.html>
- [19] Plate-Fin Heat Exchangers for Cryogenic Applications with Special Emphasis on Two-Phase Flow. *Springer* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-94-010-0099-4_25
- [20] Heat exchangers for Cryogenic Applications. In: *Sumitomo Precision Products Co., Ltd.* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://www.spp.co.jp/netstu/eng/production/plant.html>
- [21] Ethylene Glycol Heat-Transfer Fluid. *Engineering ToolBox* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html
- [22] Online - Calculation - Air. *Peace Software* [online]. [cit. 2018-05-17]. Dostupné z: http://www.peacesoftware.de/einigewerte/luft_e.html

SEZNAM OBRÁZKŮ

- **Obr. 2.1:** *Uložení vlnovcového elementu*
- **Obr. 2.2:** *Typy vlnovců: (a) obdélníkový plain vlnovec; (b) trojúhelníkový plain vlnovec; (c) wavy vlnovec; (d) offside vlnovec; (e) perforovaný vlnovec; (f) louver vlnovec*
- **Obr. 2.3:** *Chladič kapaliny*
- **Obr. 2.4:** *Intercooler*
- **Obr. 2.5:** *a) kondenzátor klimatizace; b) výparník klimatizace*
- **Obr. 2.6:** *Výměník tepla pro zařízení na separaci vzduchu*
- **Obr. 3.1:** *Znázornění průběhu teploty při prostupu tepla rovinou stěnou*
- **Obr. 4.1:** *Typy měřených vlnovců – a) plain vlnovec; b) louver vlnovec*
- **Obr. 4.2:** *Model vlnovcového výměníku [10]*
- **Obr. 4.3:** *Geometrie vlnovce – a) délka vlnovce; b) počet vrcholů na 100 mm; c) výška vlnovce*
- **Obr. 4.4:** *Velký výměník – a) vzorek P973; b) zjednodušené geometrické znázornění jádra vzorku*
- **Obr. 4.5:** *Malý výměník – a) vzorek L1049; b) jednoduché geometrické znázornění jádra vzorku*
- **Obr. 4.6:** *Jednoduché schéma kalorimetrické měřící trati*
- **Obr. 4.7:** *Základní pohled na kalorimetrickou trať*
- **Obr. 4.8:** *Namontovaný testovaný vzorek bez izolace*
- **Obr. 4.9:** *Radiální ventilátor*
- **Obr. 4.10:** *Vnitřní výměník*
- **Obr. 4.11:** *Clony DN50 a DN150*
- **Obr. 4.12:** *Kapalinový modul se vstupním portem do vzorku*

- **Obr. 5.1:** *Průběhy vybraných parametrů vlnovců Louver a Plain v závislosti na průtoku vzduchu – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku*
- **Obr. 5.2:** *Průběhy vybraných parametrů vzorků L13 a L1049 v závislosti na průtoku vzduchu – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku*
- **Obr. 5.3:** *Průběhy vybraných parametrů vzorků L1049 a P973 v závislosti na průtoku vzduchu – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) efektivita tepelného výměníku*
- **Obr. 5.4:** *Průběhy vybraných parametrů vzorků L7 a L1050 v závislosti na průtoku vzduchu – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku*
- **Obr. 5.5:** *Průběhy vybraných parametrů vzorků L1049, L1050, L1051 a L1059 v závislosti na průtoku vzduchu $t_{a,in}=100\text{ °C}$ – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku*
- **Obr. 5.6:** *Průběhy vybraných parametrů vzorků L1049, L1050, L1051 a L1059 v závislosti na průtoku vzduchu $t_{a,in}=90\text{ °C}$ – (a) výstupní teplota vzduchu, (b) rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou vzduchu, (c) tlaková ztráta vzduchu, (d) efektivita tepelného výměníku*

SEZNAM TABULEK

- **Tab. 4.1:** *Parametry výměníku s plain vlnovcem*
- **Tab. 4.2:** *Parametry výměníků s louver vlnovcem*
- **Tab. 4.3:** *Souhrn parametrů vstupních médií*
- **Tab. 4.4:** *Souhrn výstupních měřených a vypočtených parametrů*

SEZNAM PŘÍLOH

- **Příloha č. 1:** *Tabulky skutečných naměřených hodnot*
- **Příloha č. 2:** *Závislost tepelného výkonu vzduchové strany na průtoku vzduchu*

PŘÍLOHY

– Příloha č. 1: Tabulky skutečných naměřených hodnot

Vzorek P973							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
490	50	100	54,15	30	32,01	1,02	65,48
390	50	100	50,51	30	31,70	0,73	70,66
290	50	100	44,89	30	31,35	0,49	78,65
240	50	100	41,38	30	31,22	0,39	83,68

Tab. P1.1: Výsledky vzorku P973

Vzorek L7							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
490	50	100	42,29	30	32,43	2,66	82,38
390	50	100	39,29	30	32,1	1,84	86,77
290	50	100	36,14	30	31,71	1,16	91,35
240	50	100	34,44	30	31,34	0,88	93,61

Tab. P1.2: Výsledky vzorku L7

Vzorek L13							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
490	50	100	44,46	30	32,42	2,36	79,36
390	50	100	41,23	30	32,03	1,60	83,96
290	50	100	37,73	30	31,60	1,00	88,95
240	50	100	35,89	30	31,37	0,74	91,59

Tab. P1.3: Výsledky vzorku L13

Vzorek L1049							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
690	50	100	59,84	30	32,49	2,41	57,33
590	50	100	56,93	30	32,24	1,86	61,45
490	50	100	53,51	30	32,17	1,39	66,50
390	50	100	49,23	30	31,70	0,97	72,44
290	50	100	44,30	30	31,52	0,61	79,64
240	50	100	41,34	30	31,3	0,46	83,83

Tab. P1.4: Výsledky vzorku L1049 – pro $T_{a,in}=100$ °C

Vzorek L1049							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
690	50	90	55,77	30	32,11	2,30	57,04
590	50	90	53,25	30	31,95	1,78	61,23
490	50	90	50,19	30	31,66	1,32	66,23
390	50	90	46,62	30	31,51	0,92	72,30
290	50	90	42,32	30	31,31	0,59	79,59

Tab. P1.5: Výsledky vzorku L1049 – pro $T_{a,in}=90$ °C

Vzorek L1050							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
690	50	100	58,78	30	32,56	2,66	58,87
590	50	100	56,31	30	32,36	2,03	62,43
490	50	100	53,39	30	32,13	1,49	66,64
390	50	100	49,71	30	31,79	1,03	71,88
290	50	100	45,09	30	31,42	0,65	78,45
240	50	100	42,19	30	31,23	0,49	82,47

Tab. P1.6: Výsledky vzorku L1050 – pro $T_{a,in}=100$ °C

Vzorek L1050							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
690	50	90	54,85	30	32,18	2,54	58,58
590	50	90	52,69	30	31,99	1,95	62,20
490	50	90	50,12	30	31,78	1,43	66,48
390	50	90	46,95	30	31,49	0,99	71,74
290	50	90	42,95	30	31,19	0,63	78,39

Tab. P1.7: Výsledky vzorku L1050 – pro $T_{a,in}=90$ °C

Vzorek L1051							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
682	50	100	57,11	30	32,65	2,82	61,28
590	50	100	54,68	30	32,36	2,21	64,68
490	50	100	51,68	30	32,15	1,61	69,04
390	50	100	48,06	30	31,88	1,11	74,27
290	50	100	43,46	30	31,45	0,71	80,76

Tab. P1.8: Výsledky vzorku L1051 – pro $T_{a,in}=100$ °C

Vzorek L1051							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
690	50	90	53,66	30	32,29	2,77	60,60
590	50	90	51,38	30	32,03	2,13	64,34
490	50	90	48,75	30	31,79	1,56	68,72
390	50	90	45,57	30	31,53	1,08	74,05
290	50	90	41,58	30	31,21	0,69	80,66

Tab. P1.9: Výsledky vzorku L1051 – pro $T_{a,in}=90$ °C

Vzorek L1059							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
690	50	100	65,77	30	32,23	1,70	48,95
590	50	100	63,28	30	32,00	1,30	52,43
490	50	100	60,26	30	31,80	0,95	56,75
390	50	100	56,46	30	31,59	0,65	62,21
290	50	100	51,59	30	31,30	0,41	69,18

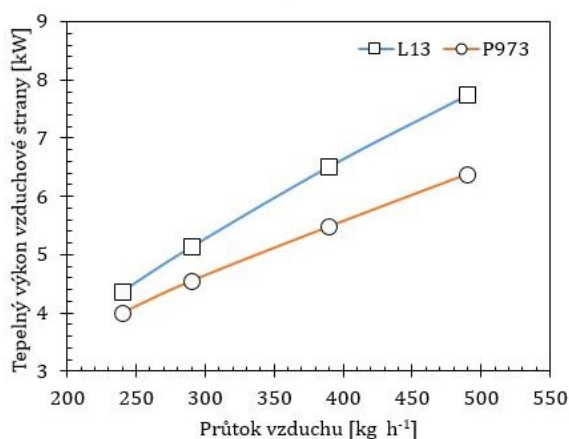
Tab. P1.10: Výsledky vzorku L1059 – pro $T_{a,in}=100$ °C

Vzorek L1059							
\dot{m}_a [kg h ⁻¹]	\dot{V}_a [l min ⁻¹]	$T_{a,in}$ [°C]	$T_{a,out}$ [°C]	$T_{w,in}$ [°C]	$T_{w,out}$ [°C]	ΔP_a [kPa]	ϵ [%]
690	50	90	60,80	30	31,88	1,65	48,67
590	50	90	58,69	30	31,74	1,26	52,20
490	50	90	56,06	30	31,51	0,92	56,54
390	50	90	52,78	30	31,31	0,63	62,02
290	50	90	48,55	30	31,10	0,40	69,10

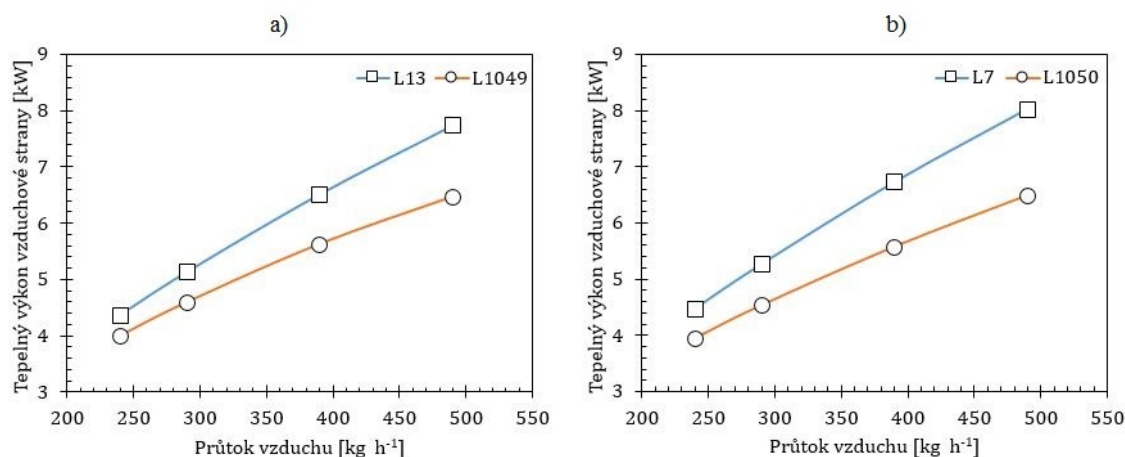
Tab. P1.11: Výsledky vzorku L1059 – pro $T_{a,in}=90$ °C

– **Příloha č. 2:** Závislost tepelného výkonu vzduchové strany na průtoku vzduchu

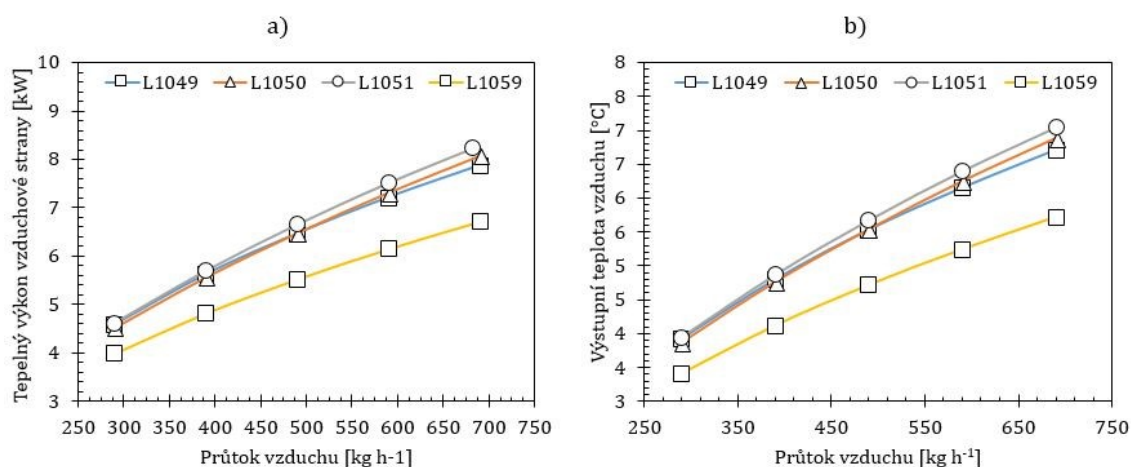
Tepelný výkon je zde vypočítán z rovnice č. 16.



Obr. P2.1: Srovnání plain x louver vlnovce



Obr. P2.2: Srovnání louver vlnovců s rozdílnou výškou vlnovce – a) L13 a L1049 s 50 vrcholy na 100 mm; b) L7 a L1050 s 60 vrcholy na 100 mm



Obr. P2.3: Srovnání louver vlnovců s rozdílným počtem vrcholů – a) vstupní teplota vzduchu $T_{a,in}=100\text{ °C}$; b) vstupní teplota vzduchu $T_{a,in}=90\text{ °C}$